



**Vítor Miguel Mata
Zambujeiro**

**Intelligent Lighthweight Design na optimização de uma
máquina de ponte**



**Vítor Miguel Mata
Zambujeiro**

**Intelligent Lighthweight Design na optimização de uma
máquina de ponte**

dissertação apresentada à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação científica do Professor Doutor Filipe Miguel Horta e Vale Teixeira-Dias, Professor Auxiliar do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro.

Dedicado à família de ontem e à de hoje.

*“Inventar é misturar cérebros
e materiais. Quanto mais uso se der ao
cérebro, menos material se necessita.”
(Charles Kettering, inventor e filósofo social
Estadunidense)*

o júri

Presidente

Professor Doutor Francisco José Malheiro Queirós de Melo
Professor Associado da Universidade de Aveiro

Professor Doutor Fernando Jorge Ventura Antunes
Professor Auxiliar da Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra

Professor Doutor Filipe Miguel Horta e Vale Teixeira-Dias
Professor Auxiliar da Universidade de Aveiro

Agradecimentos

Ao Professor Doutor Filipe Teixeira-Dias, pela disponibilidade, incentivo e empenho aplicado na condução desta tese.

Aos meus colegas da *cei* – Companhia de Equipamentos Industriais Lda., que me incentivaram e comentaram este trabalho durante a sua elaboração.

A todos aqueles que directa ou indirectamente tornaram possível a realização deste trabalho.

A todos, muito obrigado.

palavras-chave

Projecto, dimensionamento, intelligent lightweight design, accionamentos fuso e cremalheira, estruturas, corte por disco.

Resumo

Com este trabalho pretende-se desenvolver e otimizar estruturalmente o projecto e os accionamentos do módulo base do equipamento actualmente de maior sucesso da *cei*, a *StoneCut*. A *StoneCut* “Máquina de Ponte Inteligente”, está na vanguarda do corte de chapa de pedra por disco diamantado e representa um grande avanço no processamento e corte de chapa de pedra. Além da apresentação de soluções melhoradas para os elementos móveis e respectivos accionamentos dos eixos deste equipamento, pretende-se também adquirir um maior domínio dos princípios que determinam a sua concepção e projecto, de forma a reforçar - e ampliar - a posição de liderança da *cei* no mercado dos equipamentos de processamento e corte de chapa de pedra.

Keywords

Intelligent lightweight design, mechanical design, dimensional adjustment, ball screw and rack linear drive, frames, circular saw cutting.

Abstract

It is the intention of this work to develop and optimize the structure and linear drive power of the basic module of *cei's* most successful equipment, the *StoneCut*. The *StoneCut* "Intelligent Power Bridge Machine" is in the van of stone slab circular saw cutting equipments and represents a major advance in slab processing and cutting methods. Besides the analysis, development and implementation of improved solutions for moving elements and respective power drives of this equipment drive axis, it is also a goal of this work to have the upper hand of the principals who determinates the conception and mechanical design in way to reinforcement and amplify *cei's* leadership position in the market of stone slab processing and cutting equipment.

Índice

Capítulo 1 – Introdução	1
1.1 Objectivos	1
1.2 Estrutura	2
Capítulo 2 - Enquadramento	3
2.1 O <i>Intelligent Lightweight Design</i> (ILD)	4
2.2 Estudo de Mercado	6
Capítulo 3 – Descrição Geral do Equipamento	9
3.1 Módulo Base	10
3.2 Bancada de Corte	11
3.3 Mesa de Digitalização	12
3.4 Transportadores/Alimentadores	13
Capítulo 4 – Módulo Base - Solução Actual	15
4.1 Forma e Geometria	15
4.2 Accionamento e Desempenho	17
Capítulo 5 – Optimização Estrutural	19
5.1 Estado Limite de Utilização e Estado Limite de Segurança	20
5.2 Eixo OC	21
5.3 Eixo Oz	21
5.4 Eixo Ox	28
5.5 Eixo Oy	34

Capítulo 6 – Otimização de Desempenho	47
6.1 Relação de inércias – Eficiência da Transmissão de Potência	48
6.2 Accionamento do eixo Oz	54
6.3 Accionamento do eixo Ox	63
6.4 Accionamento do eixo Oy	69
 Capítulo 7 – Conclusões	 75
 Bibliografia	 79

Lista de Figuras

Figura 2.1 – Representação gráfica da optimização da concepção da aplicação dos princípios do <i>Intelligent Lightweight Design</i> [1].	5
Figura 2.2 – Representação esquemática comparativa da massa específica de alguns materiais metálicos de uso comum em projecto de estruturas.	6
Figura 3.1 – Representação genérica tridimensional da <i>StoneCut</i>	10
Figura 3.2 – Modelo tridimensional do módulo base da <i>StoneCut</i>	10
Figura 3.3 – Imagem geral da bancada de corte com tela transportadora da <i>StoneCut</i>	12
Figura 3.4 – Representação tridimensional da mesa de digitalização da <i>StoneCut</i>	12
Figura 3.5 – Representação tridimensional de um transportador vertical de chapas de mármore com sistema de ventosas.	13
Figura 3.6 – Representação tridimensional de um transportador horizontal de chapas de mármore com sistema de ventosas e rolos de movimentação.	13
Figura 4.1 – Modelo tridimensional da solução actual do módulo base da <i>StoneCut</i>	15
Figura 4.2 – Modelo tridimensional do elemento móvel do eixo Oz	16
Figura 4.3 – Modelo tridimensional do elemento móvel do eixo Ox	16
Figura 4.4 – Modelo tridimensional do elemento móvel do eixo Oy : (a) vista geral e (b) vista em corte do perfil.	17
Figura 5.1 – Modelo tridimensional e respectiva malha de elementos finitos da peça original do eixo Oz	22
Figura 5.2 – Distribuição de deslocamentos e de tensão equivalente para o elemento móvel eixo Oz original, na situação de corte ao longo do eixo Oy	23
Figura 5.3 – Distribuição de deslocamentos e de tensão equivalente para o elemento móvel eixo Oz original, na situação de corte ao longo do eixo Ox	23
Figura 5.4 – Distribuição de deslocamentos e de tensão equivalente para o elemento móvel eixo Oz original, na situação de corte diagonal a 45° com os eixos Oy e Ox	24

Figura 5.5 – Modelo tridimensional e respectiva malha de elementos finitos da peça otimizada do eixo Oz	25
Figura 5.6 – Distribuição de deslocamentos e de tensão equivalente para o elemento móvel eixo Oz otimizado, na situação de corte ao longo do eixo Oy	25
Figura 5.7 – Distribuição de deslocamento e de tensão equivalente para o elemento móvel eixo Oz otimizado, na situação de corte ao longo do eixo Ox	26
Figura 5.8 – Distribuição de deslocamento e de tensão equivalente para o elemento móvel eixo Oz otimizado, na situação de corte diagonal a 45° com os eixos Oy e Ox	26
Figura 5.9 – Modelo tridimensional e respectiva malha de elementos finitos da peça original do eixo Ox	28
Figura 5.10 – Distribuição do deslocamento e da tensão equivalente para o elemento móvel eixo Ox original, na situação de corte ao longo do eixo Oy	29
Figura 5.11 – Distribuição do deslocamento e da tensão equivalente para o elemento móvel eixo Ox original, na situação de corte ao longo do eixo Ox	30
Figura 5.12 – Distribuição do deslocamento e da tensão equivalente para o elemento móvel eixo Ox original, na situação de corte diagonal a 45° no plano Oxy	30
Figura 5.13 – Modelo tridimensional e respectiva malha de elementos finitos da peça otimizada do eixo Ox	31
Figura 5.14 – Distribuição do deslocamento e da tensão equivalente para o elemento móvel eixo Ox otimizado, na situação de corte ao longo do eixo Oy	32
Figura 5.15 – Distribuição do deslocamento e da tensão equivalente para o elemento móvel eixo Ox otimizado, na situação de corte ao longo do eixo Ox	32
Figura 5.16 – Distribuição do deslocamento e da tensão equivalente para o elemento móvel eixo Ox otimizado, na situação de corte diagonal a 45° no plano Oxy	33
Figura 5.17 – Representação esquemática dos dois tipos de fixação dos extremos da ponte em análise: (a) extremos encastrados e (b) extremos simplesmente apoiados.	35
Figura 5.18 – Representação tridimensional do perfil original da ponte.	36
Figura 5.19 – Representação tridimensional do perfil otimizado da ponte.	43
Figura 6.1 – Representação esquemática de um circuito eléctrico com fonte de alimentação e uma resistência externa.	48
Figura 6.2 – Representação gráfica da curva de potência transmitida para o sistema eléctrico em função das resistências interna da fonte de alimentação e do circuito. . .	49

Figura 6.3 – Representação esquemática de um circuito mecânico composto por um motor de accionamento e pela inércia do sistema.	50
Figura 6.4 – Representação gráfica da curva de potência mecânica transmitida por um motor em função das inércias interna do motor e do sistema a accionar.	51
Figura 6.5 – Representação esquemática de um corpo em rotação em torno de um eixo. .	52
Figura 6.6 – Representação da rotação de um corpo de massa m em torno do eixo AA' nas situações: (a) na forma original e (b) na forma concentrada.	53
Figura 6.7 – Representação da rotação de um corpo de massa m em função das coordenadas x , y e z	53
Figura 6.8 – Representação de uma montagem de fuso e porca de esferas [7].	54
Figura 6.9 – Ábaco de velocidade de rotação crítica de accionamento por fuso e porca de esferas [7].	56
Figura 6.10 – Representação dos esforços aplicados ao elemento móvel do eixo Oz durante a descida em vazio.	57
Figura 6.11 – Representação dos esforços aplicados ao elemento móvel do eixo Oz durante as fases de (a) descida em corte e de (b) subida.	59
Figura 6.12 – Ábaco de força axial admissível do fuso de accionamento Oz [7].	63
Figura 6.13 – Representação de uma engrenagem do tipo pinhão e cremalheira com caixa redutora [14].	64
Figura 6.14 – Representação dos esforços aplicados ao elemento móvel do eixo Ox durante os deslocamentos (a) em vazio e (b) em corte.	66
Figura 6.15– Representação dos esforços aplicados ao elemento móvel do eixo Ox durante os deslocamentos em vazio.	70
Figura 6.16 – Representação dos esforços aplicados ao elemento móvel do eixo Ox durante os deslocamentos em corte.	71

Lista de Tabelas

Tabela 4.1 – Resumo das características dinâmicas dos eixos do módulo base original. . .	17
Tabela 5.1 – Propriedades mecânicas do aço de construção.	21
Tabela 5.2 – Valores máximos obtidos para os deslocamentos nas peças original e otimizada.	27
Tabela 5.3 – Valores máximos obtidos para a tensão equivalente de von Mises nas peças original e otimizada.	27
Tabela 5.4 – Valores máximos obtidos para os deslocamentos nas peças original e otimizada.	33
Tabela 5.5 – Valores máximos obtidos para a tensão equivalente de von Mises nas peças original e otimizada.	34
Tabela 5.6 – Características dos perfis e principais componentes da secção actual da ponte.	36
Tabela 5.7 – Resumo das relações utilizadas no cálculo das deformações máximas para as diferentes solicitações e situações de apoio [2].	40
Tabela 5.8 – Valores máximos obtidos para o deslocamento vertical da secção do perfil da ponte actual.	40
Tabela 5.9 – Relações utilizadas no cálculo das tensões máximas na ponte para as diferentes solicitações e situações de apoio [3, 4].	42
Tabela 5.10 – Valores de tensão máxima obtidos para as diferentes solicitações e situações de apoio da ponte actual.	43
Tabela 5.11 – Características dos perfis e principais componentes da secção otimizada do perfil da ponte.	44
Tabela 5.12 – Valores máximos obtidos para o deslocamento vertical da secção otimizada do perfil da ponte.	44
Tabela 5.13 – Valores de tensão máxima obtidos para as diferentes solicitações e situações de apoio da ponte otimizada.	45

Tabela 6.1 – Intervalos de tempo para cada fase do ciclo de trabalho do eixo O_z	57
Tabela 6.2 – Equações para o cálculo dos valores máximos de binário nas diferentes fases do ciclo de trabalho do eixo O_z	60
Tabela 6.3 – Propriedades mecânicas do motor de accionamento do eixo O_z actual e necessárias para a solução optimizada.	62
Tabela 6.4 – Intervalos de tempo para cada fase do ciclo de trabalho do eixo O_x	65
Tabela 6.5 – Equações para o cálculo e respectivos valores máximos de binário nas diferentes fases do ciclo de trabalho do eixo O_x	67
Tabela 6.6 – Propriedades mecânicas do motor de accionamento do eixo O_x actual e as necessárias na solução optimizada.	68
Tabela 6.7 – Intervalos de tempo para cada fase do ciclo de trabalho do eixo O_y	70
Tabela 6.8 – Equações para o cálculo e respectivos valores máximos de binário nas diferentes fases do ciclo de trabalho do eixo O_y	72
Tabela 6.9 – Propriedades mecânicas do motor de accionamento do eixo O_y actual e da solução optimizada.	73
Tabela 7.1 – Massa dos componentes originais e optimizados dos elementos móveis dos eixos de accionamento.	75
Tabela 7.2 – Binário nominal, binário máximo e inércia obtidos para a solução optimizada e características dos motores da solução actual.	77

Capítulo 1

Introdução

O presente trabalho integra-se no Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica, que se realiza numa parceria entre o Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro e a *cei* – Companhia de Equipamentos Industriais, Lda.

Pretende-se com este trabalho otimizar o projecto do módulo base de corte de uma máquina de ponte para corte de chapa de pedra por disco diamantado. Irão ser apresentadas soluções melhoradas para a geometria e forma dos elementos móveis e otimizar o projecto dos accionamentos do módulo base deste equipamento. Este estudo terá como referência alguns dos conceitos emergentes de concepção mecânica – *Intelligent Lightweight Design*.

1.1 Objectivos

Com este trabalho pretende-se desenvolver e otimizar estruturalmente o projecto e os accionamentos do módulo base do equipamento actualmente de maior sucesso da *cei*, a *StoneCut*. A *StoneCut* “Máquina de Ponte Inteligente”, está na vanguarda do corte de chapa de pedra por disco diamantado e representa um grande avanço no processamento e corte de chapa de pedra. Além da apresentação de soluções melhoradas para os elementos móveis e respectivos accionamentos dos eixos deste equipamento, pretende-se também adquirir um maior domínio dos princípios que determinam a sua concepção e projecto, de forma a reforçar - e ampliar - a posição de liderança da *cei* no mercado dos equipamentos de processamento e corte de chapa de pedra.

Serão tomadas em conta na realização deste projecto as exigências de desempenho, funcionalidade, custos, *design*, meios disponíveis para produção e as normativas de segurança que regem este tipo de equipamentos. Este estudo terá como referência alguns dos conceitos emergentes de concepção mecânica *Intelligent Lightweight Design* (ILD).

Será também realizado um breve estudo de mercado de forma a avaliar a posição que este equipamento ocupa no mercado e as respectivas comparações com as soluções e equipamentos comercializados e produzidos por empresas concorrentes.

1.2 Estrutura

Este trabalho encontra-se dividido em oito capítulos. Após este primeiro capítulo introdutório, será feito o enquadramento do equipamento dentro da empresa *cei* e desta no mercado Mundial. Será feito também o enquadramento da concepção e projecto deste equipamento no contexto dos conceitos emergentes de concepção mecânica ILD.

No terceiro capítulo é realizada uma breve descrição do equipamento. No quarto capítulo será dado um principal destaque ao módulo base, o principal objecto deste trabalho, onde se identificará a solução actual que servirá de ponto de partida para este estudo.

Nos quinto e sexto capítulos serão expostos os ensaios e análises realizadas para a optimização estrutural e de desempenho do módulo base da *StoneCut*, respectivamente.

Finalmente, este trabalho termina com a exposição das conclusões e resultados obtidos.

Capítulo 2

Enquadramento

A *cei* - Companhia de Equipamentos Industriais, Lda, fundada em 1995 e sediada em São João da Madeira, é uma empresa moderna que se dedica ao fabrico de equipamentos de corte e transformação, tecnologicamente evoluídos, para sectores tão diversos como o sector das rochas ornamentais, automóvel, calçado e marroquinaria.

A gama de equipamentos produzidos pela *cei* é diversa, não-padronizada e posiciona-se nos equipamentos de topo de gama na sua área. Com a utilização de técnicas, processos tecnológicos e meios modernos e actualizados, a *cei* desenvolveu a capacidade e flexibilidade de personalizar e inovar os seus produtos de acordo com as necessidades e exigências dos seus clientes, o que é, claramente, uma grande vantagem de diferenciação em relação à concorrência.

Porém, a produção de uma vasta gama de equipamentos e soluções à medida do cliente é intermitente e só possível em pequenas séries, ou mesmo limitada à produção de protótipos. Consequentemente, os equipamentos só podem ser agrupados por similaridade, o que traz dificuldades ao controlo do equilíbrio, eficiência e flexibilidade dos projectos.

A aplicação e desenvolvimento de meios electrónicos e informáticos permitiu romper com alguns princípios tradicionais na indústria da pedra e rochas ornamentais. Neste campo, a *cei* apresenta alguma vantagem sobre a restante concorrência, vantagem esta resultante da experiência de vários anos no desenvolvimento de sistemas de corte inteligente noutras áreas, principalmente no sector têxtil e do calçado. Como tal, a necessidade de antecipação e reforço da posição de liderança, obriga a uma constante optimização e diminuição de custos de produção.

Esta constante melhoria das soluções oferecidas por parte dos construtores de equipamentos levou ao aparecimento, inicialmente na indústria automóvel, de novos conceitos de concepção e *design*, de entre os quais se destacam os conceitos de *Intelligent Lightweight Design* (ILD). O ILD tem como princípios básicos a utilização dos materiais

mais indicados nas quantidades estritamente necessárias para uma determinada aplicação, a optimização de forma e de topologia dos componentes e a utilização criteriosa e optimizada de sistemas de reforço evoluídos (por exemplo, a pré-tensão de vigas). Desta forma, além da economia de material, evita-se também a deslocação desnecessária de massas móveis, permitindo uma melhoria significativa no desempenho dos equipamentos.

2.1 O *Intelligent Lightweight Design* (ILD)

O conceito de ILD surgiu, como já foi referido, inicialmente na indústria automóvel e é consequência da constante necessidade de melhoria e optimização dos equipamentos e dos seus componentes, mas também consequência da actual situação económica e das obrigatórias preocupações ambientais. Como tal, o ILD tem como princípios básicos a utilização dos materiais mais indicados nas quantidades necessárias para uma determinada aplicação, a optimização de forma e de topologia dos componentes.

A aplicação do ILD resulta numa clara diminuição dos custos de produção e melhoria da potência efectiva dos accionamentos, reduzindo o consumo energético dos equipamentos, que se traduz também numa poupança importante dos recursos naturais e, consequentemente, a diminuição de custos ambientais.

Como qualquer desenvolvimento com aplicações industriais, os procedimentos de ILD englobam relações de compromisso que permitem concretizar e optimizar a sua aplicação, tal como é possível compreender através do gráfico da figura 2.1. Estes compromissos conjugam os custos ambientais, os custos de produção e da utilização de materiais mais leves, com o tempo de investigação e desenvolvimento e projecto de engenharia (*design*). Neste sentido, a solução final encontrada para o módulo base da *StoneCut* deverá, tanto quanto possível, aproximar-se deste ponto de compromisso.

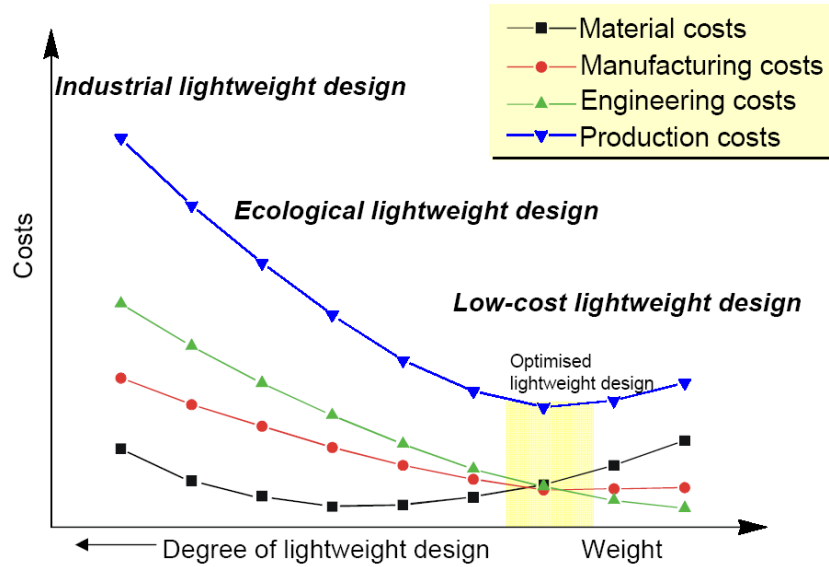


Figura 2.1 – Representação gráfica da optimização da concepção da aplicação dos princípios do *Intelligent Lightweight Design* [1].

As características da produção da *cei*, como atrás foram descritas, aliadas às regras de mercado actuais, não permitem a automatização da maioria dos processos de fabrico nem facilitam a utilização de peças *standard* como, por exemplo, peças de fundição. Uma vez que as quantidades a produzir não o justificam ou exigem tempos de preparação e desenvolvimento demasiado elevados que impossibilitam o cumprimento dos prazos de entrega, tendencialmente mais curtos. É necessário manter também a flexibilidade e personalização de cada equipamento, o que torna inviável o investimento em processos de aplicação de novos materiais tais como os materiais compósitos ou poliméricos. Desta forma, os materiais a aplicar deverão ser materiais de construção mecânica de uso comum, ou seja, materiais metálicos tais como, por exemplo, os aços e as ligas de Alumínio.

Para os materiais metálicos poderá ser considerada constante a seguinte relação:

$$\frac{E}{\rho} \approx \text{Constante} \quad (\text{Eq. 2.1})$$

onde, E é o módulo de elasticidade e ρ é a massa específica do material (densidade). Esta relação indica que, em termos comparativos, para se obter um determinado valor de rigidez num elemento com um determinado material, e caso se pretenda usar outro tipo de material, o peso final deste elemento não deverá variar significativamente, pois a diferença de massas específicas deverá ser compensada com o volume de material necessário. Como consequência desta relação, e em termos de custo, variedade de oferta, facilidade de

obtenção e de construção, os aços e as ligas de Alumínio têm uma enorme vantagem em relação aos restantes materiais (ver figura 2.2).

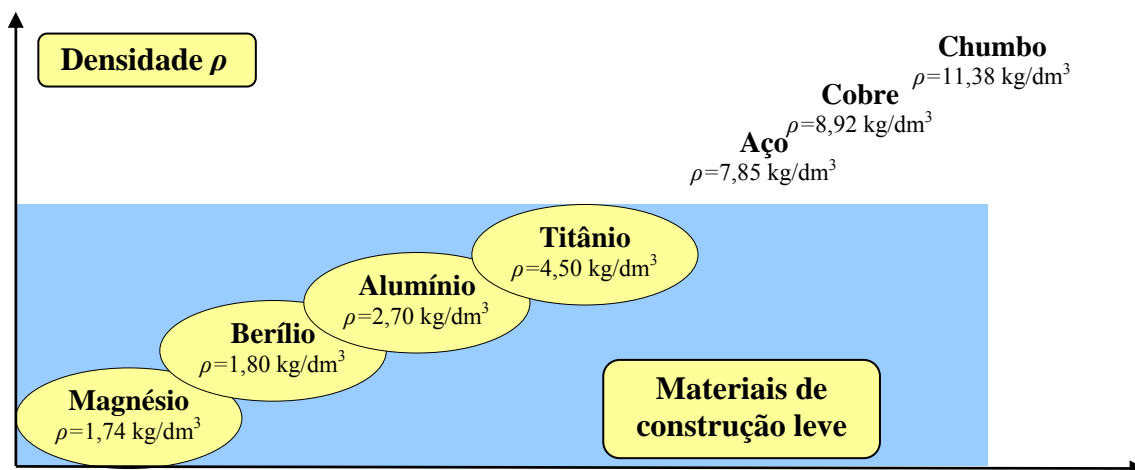


Figura 2.2 – Representação esquemática comparativa da massa específica de alguns materiais metálicos de uso comum em projecto de estruturas.

Atendendo ao facto de que os aços estruturais apresentam coeficientes de dilatação muito semelhantes à maioria dos restantes componentes do equipamento, por exemplo os rolamentos, os fusos e as guias, confere-lhes uma significativa vantagem em relação às ligas de Alumínio. Então, a solução a apresentar deverá passar pela construção dos elementos móveis do equipamento, a cabeça e a ponte, em aço, mas com uma geometria e rigidez optimizadas de modo a minimizar a quantidade de material a utilizar.

2.2 Estudo de Mercado

A *StoneCut* “Máquina de Ponte Inteligente” é um equipamento de Controlo Numérico Computadorizado (CNC) concebido para o processamento e corte de chapas de pedras tais como, por exemplo, mármore e granitos. Os clientes-alvo deste equipamento são as médias/grandes empresas de transformação de chapa de pedra.

O lançamento desta linha de equipamentos deu-se em meados do ano de 2004, com o fabrico de um protótipo que se encontra em pleno funcionamento desde essa data. Desde

então, este projecto sofreu profundas modificações quer ao nível da concepção e *design* quer de funcionalidade, ajustando-se desta forma às necessidades de mercado¹.

O grande aumento da procura deste equipamento deu-se em meados de 2006, tendo sido fornecidos alguns exemplares para o mercado nacional. Porém, a maioria foi distribuída em mercados estrangeiros, com destaque para os mercados Espanhol e Saudita.

Como pontos fortes, este equipamento conta com o facto de ser automático, necessitar apenas da intervenção pontual de dois operadores, ser inovador e fazer uso das tecnologias mais modernas como é o caso da visão artificial no módulo de digitalização, ser constituído por vários módulos que podem ser incorporados de forma a personalizar e satisfazer as necessidades de cada cliente, apresentar altos índices de produtividade e o cumprimento das normas aplicáveis.

Como pontos fracos, esta linha de equipamentos tem a restrição do mercado, a pouca divulgação e credibilidade da tecnologia nacional em mercados estrangeiros e o custo de aquisição algo elevado, que torna necessária a integração do equipamento de corte em linhas de processamento completas que possibilitem diluição dos custos.

Como principais ameaças a este produto existe a possibilidade de cópia e os clientes-alvo serem muito influenciáveis devido à pequena dimensão de mercado a que se destina. Existe, no entanto, uma crescente procura de revestimentos em mármore e granito nos mercados mundiais, principalmente nos mercados de alguns países produtores de petróleo, como é o caso da Arábia Saudita, o que se traduz numa excelente e crescente oportunidade de negócio para este tipo de equipamentos.

Nesta breve análise de mercado, pode concluir-se que, por questões concorrenciais e de conjectura económica, é essencial dar resposta à necessidade de optimização e melhoria da solução actual e de especialização dos processos de fabrico de forma a garantir um equipamento o mais fiável possível ao mais baixo custo.

¹ Normalmente a divulgação deste tipo de equipamento é feita em feiras da especialidade que existem um pouco por todo o mundo e este conta já com duas presenças na feira de Madrid em Espanha e uma na de Verona em Itália.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco.

Capítulo 3

Descrição Geral do Equipamento

A *StoneCut* “Máquina de Ponte Inteligente” é um equipamento automático para o processamento e corte de chapas de pedra que necessita apenas da intervenção pontual de dois operadores. As principais características que distinguem este equipamento das tradicionais máquinas de ponte com corte por disco diamantado, são a possibilidade do operador colocar virtualmente a totalidade das peças a cortar sobre a chapa com o auxílio de um computador, respeitando todos os critérios de aproveitamento de material, saídas de corte e tonalidades do lote em fabrico e posteriormente dar a ordem de corte. Esta característica, aliada ao controlo numérico dos elementos móveis, garante ser possível obter um corte automático de peças em qualquer direcção e sentido.

A solução actual deste equipamento é apresentada de forma modular, isto é, estão à disposição dos clientes vários módulos, cada um com uma tarefa específica, que podem ser adicionados ao equipamento e incorporados com diferentes configurações de forma a personalizar e satisfazer as necessidades de cada cliente.

Os principais módulos disponíveis para configuração da *StoneCut*, representados na figura 3.1, são: o módulo base, a bancada de corte, a mesa de digitalização e os transportadores e ou alimentadores. Estes últimos não estão representados na figura 3.1.

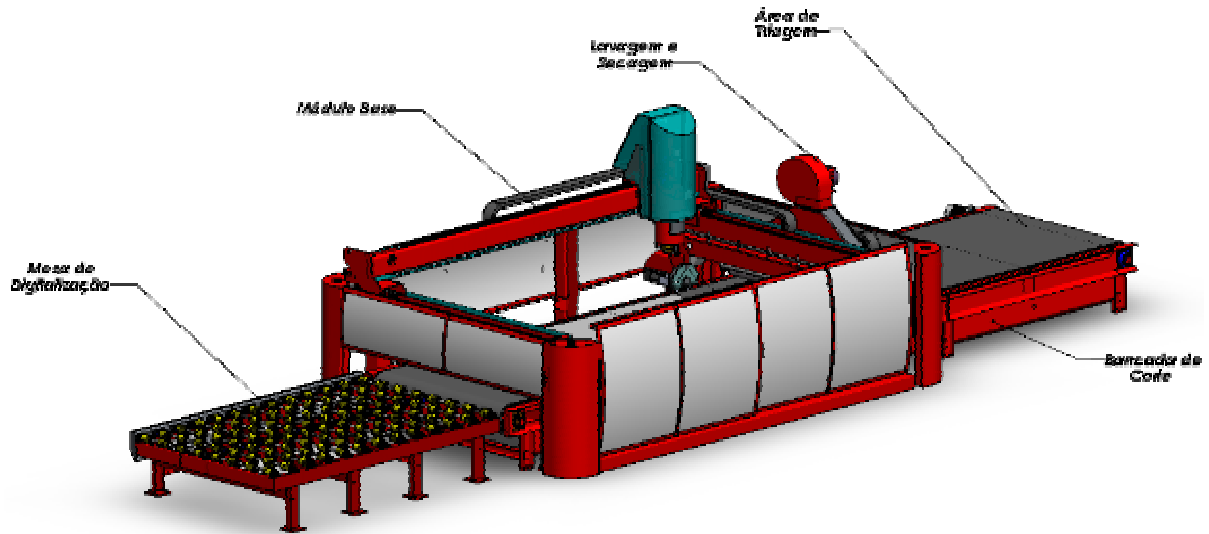


Figura 3.1 - Representação genérica tridimensional da *StoneCut*.

3.1 Módulo Base

O módulo base vai ser o principal objecto deste estudo, sendo o responsável pelo accionamento e posicionamento da ferramenta de corte. Genericamente, este módulo é constituído por um sistema de eixos $Oxyz/C$ de accionamento e posicionamento de precisão que servem de suporte ao disco de corte e respectivo motor de accionamento, tal como é possível verificar na figura 3.2.

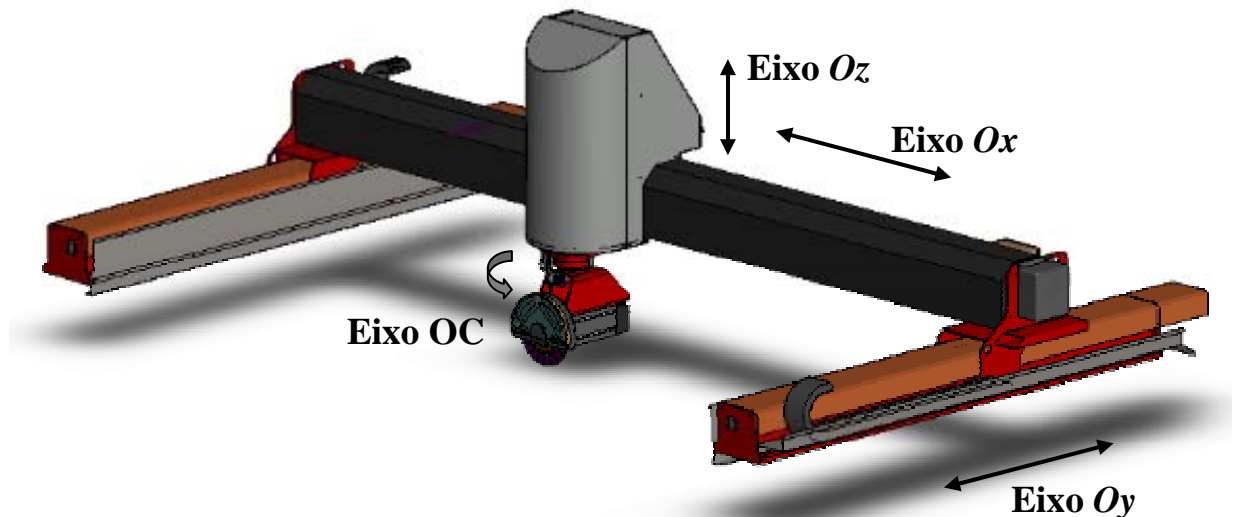


Figura 3.2 - Modelo tridimensional do módulo base da *StoneCut*.

O eixo OC é um eixo rotativo em torno do eixo vertical Oz e é composto apenas por uma caixa redutora epicicloidal que serve de fixação ao motor de corte. O eixo Oy é um eixo de duplo accionamento, sincronizado electronicamente em Gantry, com accionamento por fuso e porca de esferas e serve de apoio à ponte onde se movimenta a cabeça de corte (eixo Ox). A diminuição de custos de produção e ambientais dos elementos móveis dos eixos Ox , Oy e Oz serão os principais objectivos deste estudo, conservando o desempenho e *performance* da solução actual.

A avaliação do desempenho e da *performance* deste tipo de equipamentos é um factor pouco expressivo, uma vez que se tratam de máquinas relativamente lentas, principalmente em corte. No entanto, após a optimização dos elementos móveis e a expectável diminuição de peso, os accionamentos deverão ser todos recalculados, de forma a apresentar uma solução de accionamento mais ajustada ao novo projecto estrutural. A escolha do motor deverá ser confirmada através da estimativa dos momentos de inércia dos elementos móveis e compará-los com os momentos de inércia do rotor dos respectivos motores de accionamento. Esta relação, que pela sua importância será vista em pormenor no Capítulo 6, permitirá quantificar a eficiência da transmissão de potência do accionamento bem como classificar a reacção do motor à solicitação em causa.

3.2 Bancada de Corte

A bancada de corte é o módulo que serve de apoio à chapa durante o corte e está posicionada no interior do módulo base do equipamento. A bancada de corte pode ser estática ou constituída por uma tela transportadora em toda a largura do equipamento. No primeiro caso, a alimentação das chapas para corte, a triagem e a recolha de peças finais tem que ser feita manualmente e directamente no módulo base do equipamento. No segundo caso é a tela que assegura o transporte e posicionamento da chapa para corte segundo o sistema de eixos da digitalização e, ainda nesta solução, posteriormente ao corte encontram-se os módulos de lavagem, de secagem e, no final, a área disponível para triagem e recolha das peças finais.

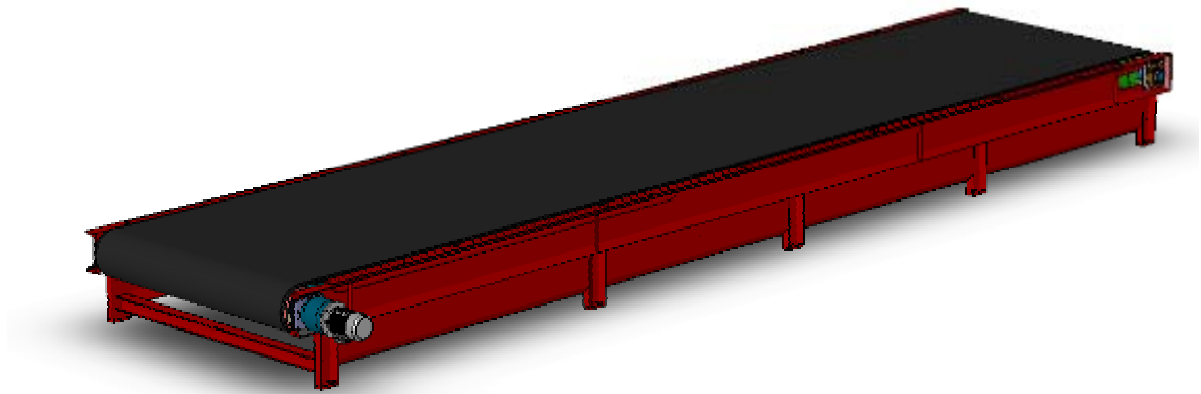


Figura 3.3 – Imagem geral da bancada de corte com tela transportadora da *StoneCut*.

3.3 Mesa de Digitalização

Na mesa de digitalização, depois de posicionada a chapa, é digitalizado o seu contorno através de uma câmara CCD (*Charge Coupled Device*). Seguidamente, o operador faz a marcação de defeitos para que o *software* execute o posicionamento (*nesting*) automático ou manual das peças a cortar de forma a maximizar a área útil de cada chapa.

Neste módulo, a superfície de suporte das chapas é constituída por uma série de rolos motorizados, que posteriormente farão a movimentação das chapas até à bancada de corte.

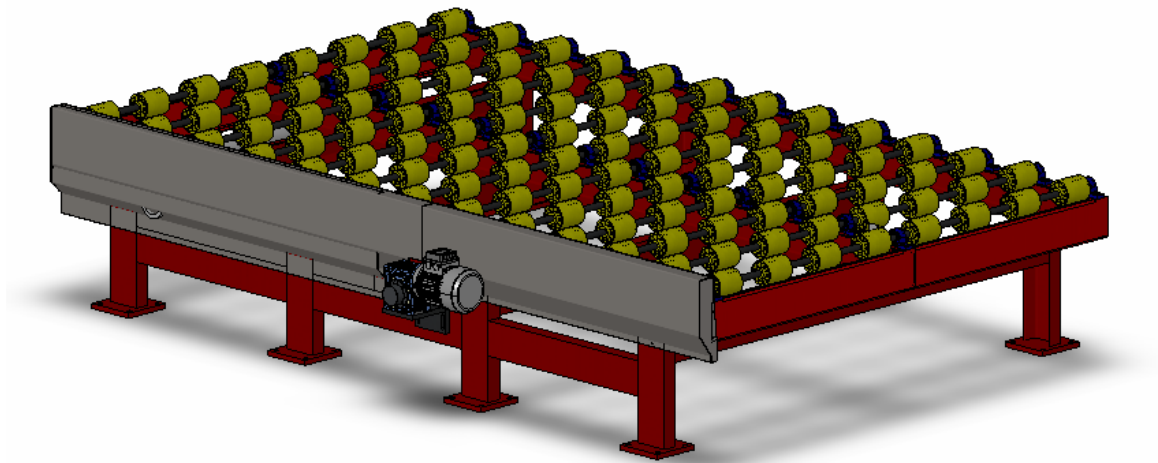


Figura 3.4 – Representação tridimensional da mesa de digitalização da *StoneCut*.

3.4 Transportadores/Alimentadores

Os transportadores/alimentadores, representados nas figuras 3.5 e 3.6, têm como principal função o transporte e posicionamento das chapas a cortar de forma automática, após a indicação do operador, desde o armazém até à mesa de digitalização. Estes podem ser de dois tipos diferentes: os transportadores horizontais basculantes e os verticais. Ambos se movimentam sobre carris nos dois sentidos de uma só direcção e utilizam um sistema de vácuo para fixação das chapas durante a sua movimentação.

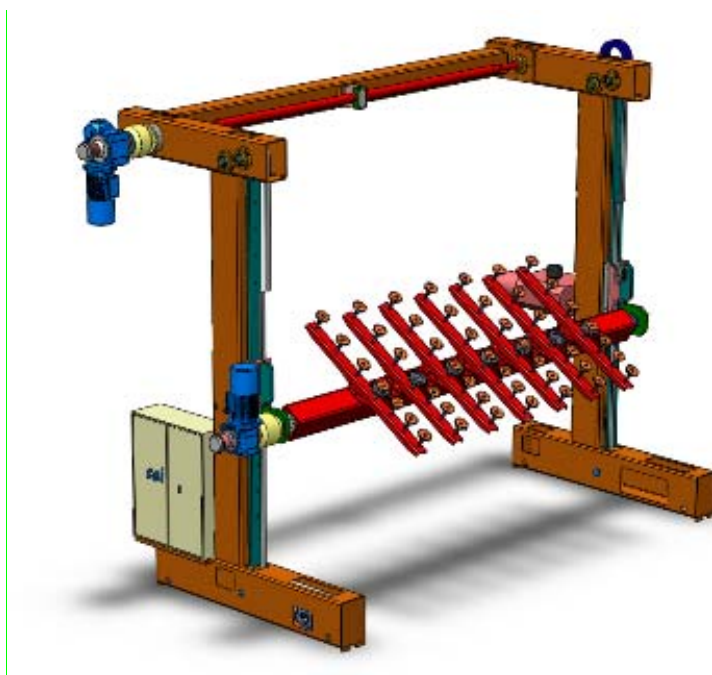


Figura 3.5 – Representação tridimensional de um transportador vertical de chapas de mármore com sistema de ventosas.

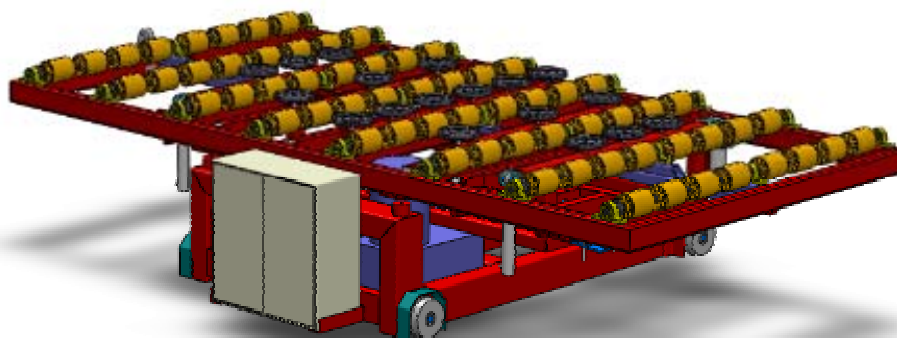


Figura 3.6 – Representação tridimensional de um transportador horizontal de chapas de mármore com sistema de ventosas e rolos de movimentação.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco.

Módulo Base - Solução Actual

4.1 Forma e Geometria

O módulo base é responsável pelo accionamento e posicionamento de precisão dos elementos móveis de suporte da ferramenta de corte da *StoneCut*. Na figura 4.1 mostra-se o modelo tridimensional da solução actual do módulo base da *StoneCut* e identificam-se os eixos que compõem o módulo base assim como os respectivos cursos.

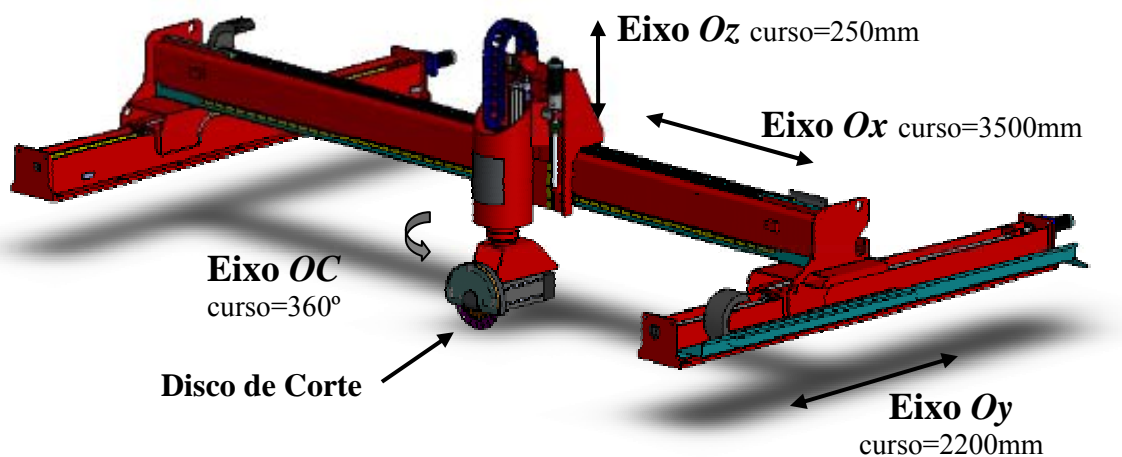


Figura 4.1 - Modelo tridimensional da solução actual do módulo base da *StoneCut*.

Como referido anteriormente, este módulo é constituído por um sistema de eixos O_{xyz}/C e pela ferramenta de corte. O eixo OC é um eixo rotativo em torno do eixo vertical Oz e serve de fixação e posicionamento do motor de corte em torno deste eixo. O eixo OC não deverá ser alterado uma vez que o modelo, a potência e o posicionamento do motor de corte do equipamento da solução actual é uma imposição de mercado e não poderá estar sujeita a quaisquer modificações. No entanto, o peso do eixo OC e a sua geometria deverão ser tomados em conta na interferência com os restantes eixos.

O eixo Ox é o eixo que se movimenta sobre a ponte e é accionado por um sistema de cremalheira/pinhão de precisão.

O eixo Oy , tal como o eixo Oz , é um eixo com accionamento por fuso/porca de esferas e serve de apoio à ponte. É accionado por dois motores sincronizados electronicamente em Gantry, onde cada motor contribui em partes iguais para o desempenho e *performance* do accionamento.

A optimização da forma e geometria dos elementos móveis do módulo base deverão obedecer, essencialmente, às solicitações estáticas e dinâmicas mas, também, às condicionantes construtivas, isto é, rigidez e espessuras mínimas que possibilitem a maquinagem, a soldadura, a fixação de elementos de guia e de accionamento e outras limitações nos processos produtivos. Nas figuras 4.2 a 4.4 estão representados os modelos tridimensionais dos elementos móveis a otimizar de cada um dos eixos.

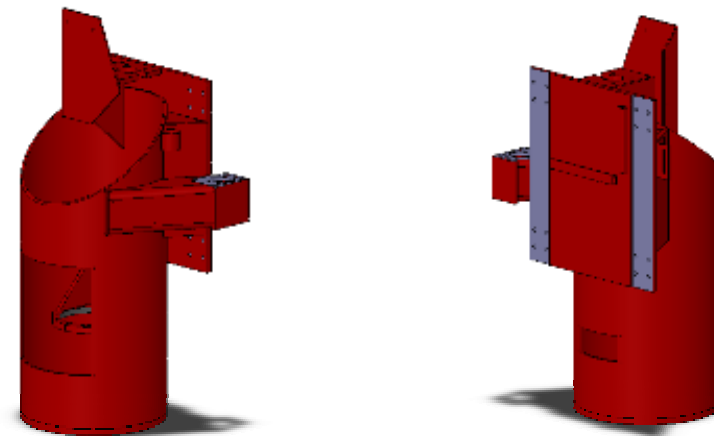


Figura 4.2 - Modelo tridimensional do elemento móvel do eixo Oz .

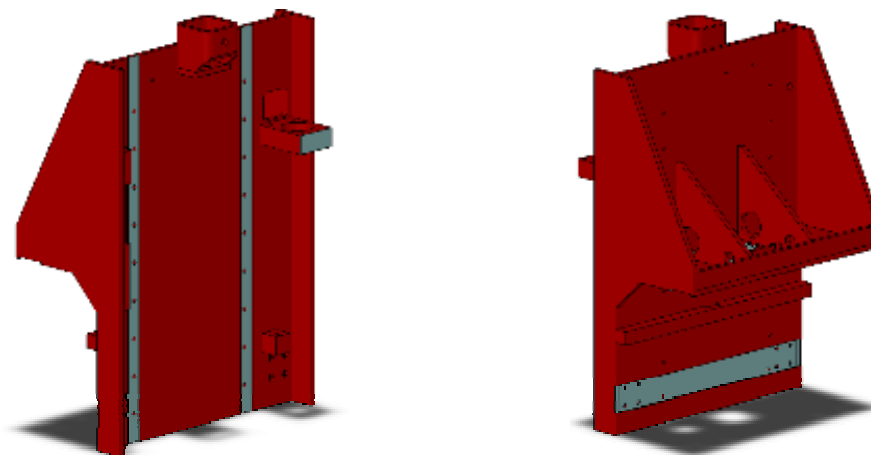


Figura 4.3 - Modelo tridimensional do elemento móvel do eixo Ox .

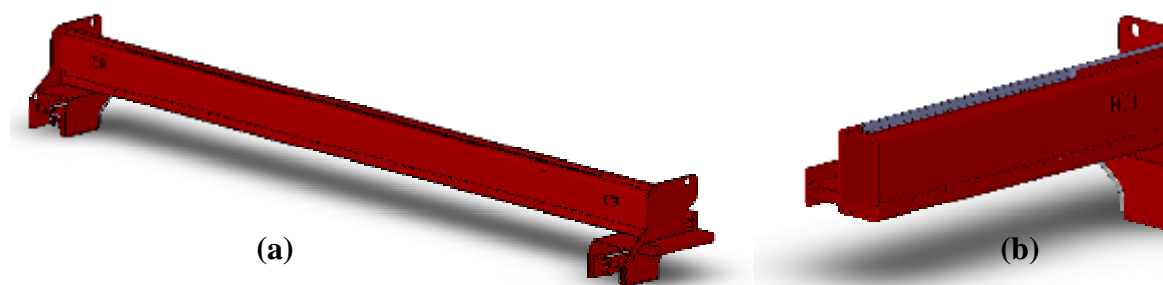


Figura 4.4 - Modelo tridimensional do elemento móvel do eixo Oy : (a) vista geral e (b) vista em corte do perfil.

Uma vez que o elemento móvel do eixo Oy é o que suporta e acciona o peso dos restantes elementos, torna-o no elemento que estará sujeito a esforços mais elevados, devendo ser alvo de uma maior atenção em termos de forma e geometria. Deverá encontrar-se também uma solução melhorada para os restantes elementos móveis, uma vez que o peso e geometria destes afecta directamente o desempenho da ponte.

4.2 Accionamento e Desempenho

A avaliação do desempenho e da *performance* deste tipo de equipamentos é um factor relativamente pouco expressivo. No entanto, após a optimização dos elementos móveis e a expectável diminuição de peso, os accionamentos serão todos recalculados. No redimensionamento dos accionamentos, as velocidades máximas de cada eixo deverão manter-se melhorando, se possível, a aceleração, o que se traduzirá numa diminuição dos tempos de ciclo em vazio. Na Tabela 4.1 apresentam-se os dados dinâmicos relativos a cada um dos eixos.

Tabela 4.1 – Resumo das características dinâmicas dos eixos do módulo base original.

Eixo	Motor				Inércia Rotor [kgcm ²]	Massa [kg]	Velocidade Máx.[m min ⁻¹]	Aceleração [m s ⁻²]
	Binários [Nm]		Rotação [rpm]					
	Nominal	Máximo	Máxima	Útil Máx				
<i>O_x</i>	2,94	14,01	3000	1300	16,95	327,0	25,0	≈1,0
<i>O_y</i>	1,21	8,83	3000	3000	2,82	1100,0	24,0	≈1,0
<i>O_z</i>	1,77	12,00	4000	2200	2,82	160,0	11,0	≈1,0

De salientar que os valores apresentados para a aceleração e velocidade máxima dizem respeito aos deslocamentos em vazio e que os valores de massa a transportar para o eixo O_y correspondem à sua totalidade, sendo cada motor responsável pelo accionamento de metade dessa massa, ou seja, $M'_{O_y}=550$ kg.

Para o dimensionamento de cada eixo serão calculadas a rotação nominal e os binários nominal e máximo necessários para a selecção cada motor, tendo em conta um factor de serviço, estimado a partir de um ciclo de trabalho, de produção de uma peça genérica. A escolha do motor deverá ser confirmada posteriormente através da estimativa dos momentos de inércia dos elementos móveis, comparando-os com os momentos de inércia do rotor dos respectivos motores de accionamento. Esta relação permitirá quantificar a eficiência da transmissão de potência do accionamento bem como classificar a reacção do motor à solicitação em causa.

Capítulo 5

Optimização Estrutural

A melhoria estrutural dos componentes móveis da *StoneCut* tem uma importância determinante na optimização do projecto uma vez que, com a diminuição das massas e melhoria da rigidez dos componentes em movimento, permite atingir melhores rendimentos e *performances* dos accionamentos.

Para a análise estrutural dos elementos móveis dos eixos Ox e Oz , devido à sua complexidade, recorreu-se ao Método dos Elementos Finitos. A realização de análises numéricas com recurso a este método é essencialmente um meio aproximado de determinar o comportamento de um sistema real. O sistema real é modelado por um conjunto de elementos delimitados por uma rede de pontos, linhas, superfícies e volumes – a malha de elementos finitos. O *software* utilizado para a realização das simulações numéricas foi o *CosmosWorks*, a partir das modelações tridimensionais simplificadas das peças original e optimizada obtidas em *SolidWorks*¹.

A análise estrutural da ponte - elemento móvel do eixo Oy - será realizada de forma analítica, visto tratar-se de um componente estruturalmente mais simples e devido à maior precisão do método analítico.

Estruturalmente, os componentes móveis do equipamento não deverão apresentar, sem uma justificação válida, valores de rigidez inferiores aos dos componentes actuais. Como tal, será analisada inicialmente a solução actual que estipulará o Estado Limite de Utilização (ELU) e posteriormente validada pela verificação do Estado Limite de Segurança (ELS).

¹ É importante lembrar que os resultados gráficos apresentados, representam o valor das variáveis em tons de cores. As cores quentes indicam valores mais elevados enquanto que cores frias indicam valores menores. No entanto, quando se comparam resultados de simulações diferentes, as mesmas cores podem indicar valores diferentes em cada resultado.

5.1 Estado Limite de Utilização e Estado Limite de Segurança

Neste tipo de equipamento, a precisão de corte é um argumento técnico e comercial muito importante. Este factor é directamente proporcional à deformação total dos apoios da ferramenta de corte excluindo, obviamente, os factores associados ao controlo electrónico e erros de produção do equipamento. Actualmente, a precisão de corte do equipamento é aproximadamente igual a 0,15 mm/m⁽²⁾.

A precisão de corte actual está comprovada e é uma imposição de mercado, pelo que não deverá ser alterada. Tal facto obriga a que se garanta semelhança entre os valores das deformações estruturais das peças da solução original e das peças optimizadas, para as diversas condições de funcionamento. Os valores das deformações estruturais das peças originais estabelecem os respectivos Estados Limite de Utilização (ELU). Por definição,

$$ELU = \frac{f_{Actual}}{f_{Optimizada}} \geq 1. \quad (Eq. 5.1)$$

A análise só se considerará completa quando se garantir que o Estado Limite de Utilização não ultrapassa os limites de utilização dos materiais aplicados. Para tal, adoptou-se a comparação qualitativa entre a tensão limite de elasticidade, ou tensão de cedência, dos materiais, σ_0 , e a tensão equivalente de von Mises, σ_{vM} , estabelecendo, desta forma, o Estado Limite de Segurança (ELS). Para este tipo de equipamento em que a falha do material não põe em risco a segurança dos operadores e estes não têm necessidade de acesso a zonas de risco e caso exista essa possibilidade está-lhe vedada ou limitada por dispositivos de segurança fixos ou electrónicos, pode estabelecer-se que,

$$ELS = \frac{\sigma_0}{\sigma_{vM}} \geq 10. \quad (Eq. 5.2)$$

Todos os perfis ou semi-produtos utilizados na construção dos elementos móveis dos eixos Ox , Oy e Oz são de aço macio, com propriedades mecânicas muito semelhantes, diferenciadas apenas pela influência do respectivo processo de fabrico. Pode-se, portanto, considerar um único material para todos componentes das peças em estudo, cujas propriedades se encontram na Tabela 5.1.

² É de realçar que as deformações constantes e uniformes em toda a área de corte podem ser compensadas electronicamente.

Tabela 5.1 – Propriedades mecânicas do aço de construção.

Propriedade Mecânica	Valor
Módulo de elasticidade	210 GPa
Tensão limite de elasticidade	620 MPa
Coefficiente de Poisson	0,28
Módulo de elasticidade transversal	81,6 GPa

5.2 Eixo *OC*

O eixo *OC* é não-linear rotativo e garante o posicionamento do motor de corte em torno do eixo *Oz*. O eixo *OC* está fora do âmbito deste estudo uma vez que o modelo, a potência e a posição do motor de corte do equipamento da solução actual são imposições de mercado e não estão sujeitas a quaisquer modificações. No entanto, o peso e a sua geometria serão tomados em conta na interferência com os restantes eixos.

5.3 Eixo *Oz*

Para a análise estrutural do elemento móvel deste eixo, como foi referido no início deste capítulo, recorreu-se ao Método dos Elementos Finitos. Para maior rapidez de cálculo e fiabilidade nos resultados usou-se um modelo simplificado semelhante à peça da solução actual. A massa do modelo simplificado da peça actual é de $M_{zi}=72,45$ kg. As simulações numéricas realizadas sobre esta peça permitiram estabelecer o valor do Estado Limite de Utilização (ELU) para a respectiva optimização. A representação tridimensional do componente e a discretização em elementos finitos (malha) para análise por elementos finitos estão representados na figura 5.1.

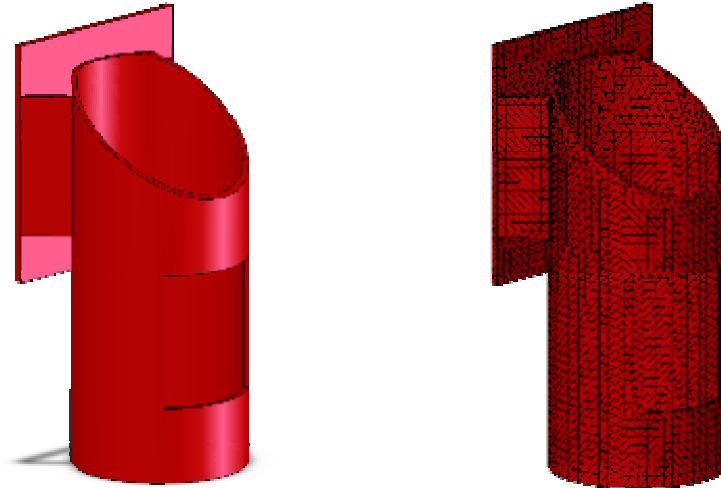


Figura 5.1 - Modelo tridimensional e respectiva malha de elementos finitos da peça original do eixo Oz .

Na restante formulação do problema considerou-se o modelo fixo, não sujeito a deslocamentos nas zonas de ligação aos patins e aplicou-se o equivalente à solicitação provocada pelo esforço de trabalho na zona inferior da peça (ligação ao eixo OC). Foram simuladas três situações limite de funcionamento, a situação do corte ao longo da direcção Oy , da direcção Ox e um corte diagonal a 45° no plano Oxy . Para tal, variou-se a direcção do esforço de trabalho consoante o caso. Para estimativa da força de trabalho desenvolvida na ferramenta de corte, recorreu-se ao equipamento actual e estimou-se este valor através da diferença de consumos de corrente nos motores para um percurso em vazio e em trabalho. O valor estimado para o esforço de trabalho é $F_{Trab}=800$ N.

Nas figuras 5.2 a 5.4 estão representados os resultados obtidos, quer em deslocamento quer em tensão equivalente, para as diferentes simulações efectuadas sobre o modelo da peça original.

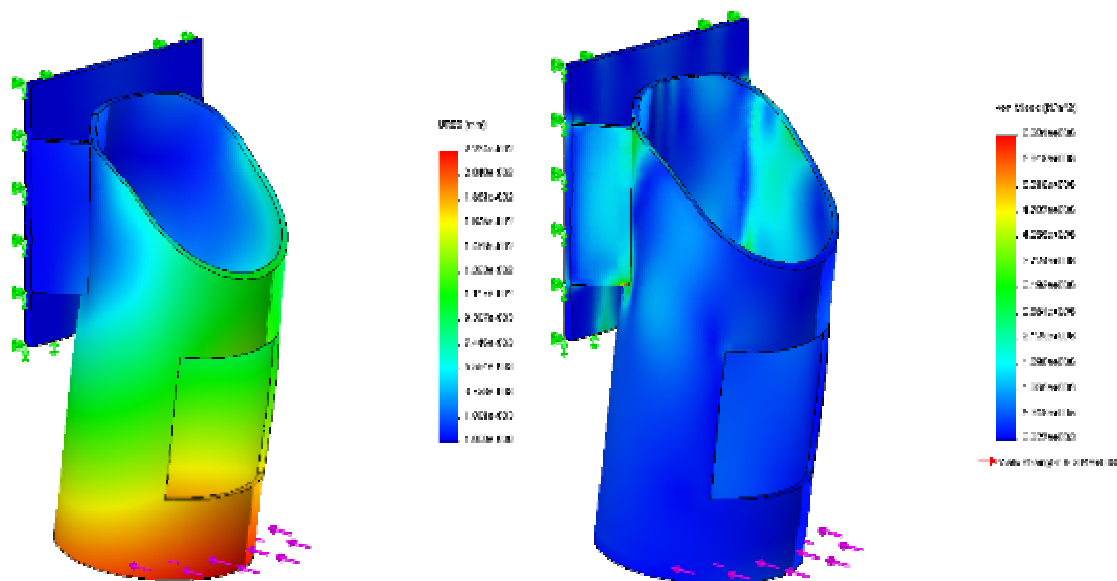


Figura 5.2 - Distribuição de deslocamentos e de tensão equivalente para o elemento móvel eixo Oz original, na situação de corte ao longo do eixo Oy .

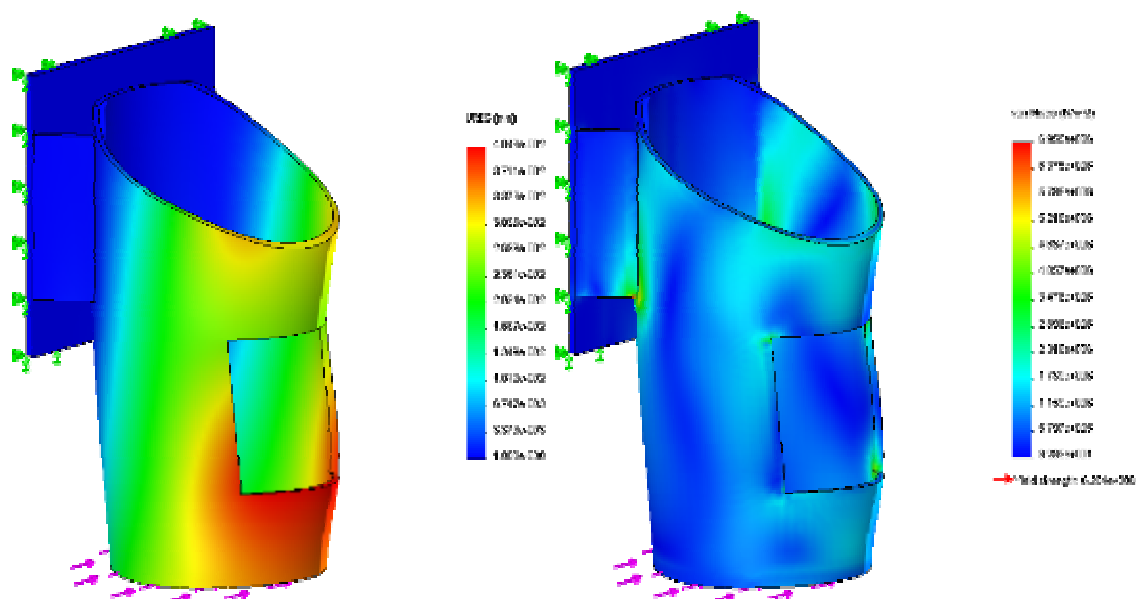


Figura 5.3 - Distribuição de deslocamentos e de tensão equivalente para o elemento móvel eixo Oz original, na situação de corte ao longo do eixo Ox .

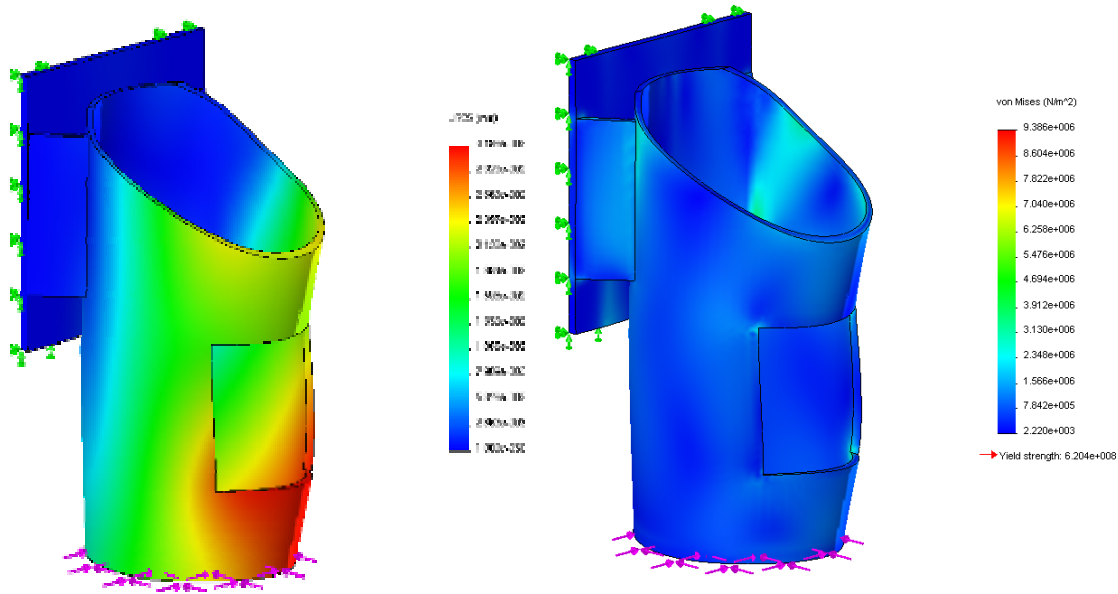


Figura 5.4 - Distribuição de deslocamentos e de tensão equivalente para o elemento móvel eixo Oz original, na situação de corte diagonal a 45° com os eixos Oy e Ox .

Em todas as simulações realizadas a tensão equivalente de von Mises apresentou valores duas ordens de grandeza inferiores aos valores da tensão de cedência do material, o que garante o Estado Limite de Segurança (ELS) para a peça original. Em relação aos deslocamentos, os valores máximos foram obtidos na zona inferior do tubo cilíndrico que compõe a peça. De salientar que estes valores estão amplificados devido ao corte frontal que este tubo apresenta que, para além de enfraquecer estruturalmente a peça, cria zonas de concentração de tensões. Tendo este facto em consideração, foi possível diminuir a espessura do tubo cilíndrico compensando a eventual perda de rigidez da peça com a alteração da geometria e reforço do referido corte frontal. Em relação às restantes barras e chapas que compõem a peça, diminuíram-se também as espessuras tendo como limitação, além da funcionalidade, a maquinabilidade das mesmas, dando origem à peça optimizada e respectiva malha de elementos finitos, representadas na figura 5.5.

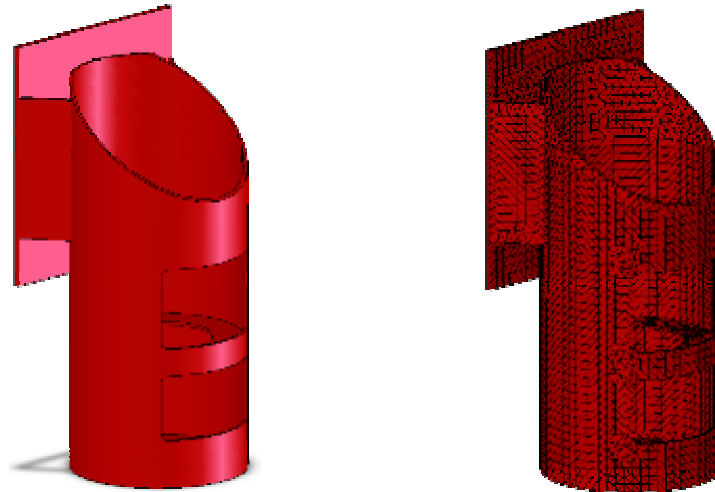


Figura 5.5 - Modelo tridimensional e respectiva malha de elementos finitos da peça otimizada do eixo Oz .

Na peça otimizada, como se pode ver pela representação na figura 5.5, diminuiu-se a espessura do tubo cilíndrico que passou de 10 para 6 mm. Diminuiu-se também a espessura da chapa posterior, que originalmente tinha 15 mm, para 12 mm. Para compensar a perda de rigidez no tubo cilíndrico dividiu-se o corte frontal em dois cortes idênticos, com as arestas interiores arredondadas de forma a atenuar eventuais concentrações de tensões. Por fim aplicou-se um anel interior de reforço no centro desses cortes que reforçou a zona de ligação do tubo à chapa posterior. Nas figuras 5.6 a 5.8 estão representados os resultados da peça otimizada, obtidos em condições idênticas aos realizados para a peça original.

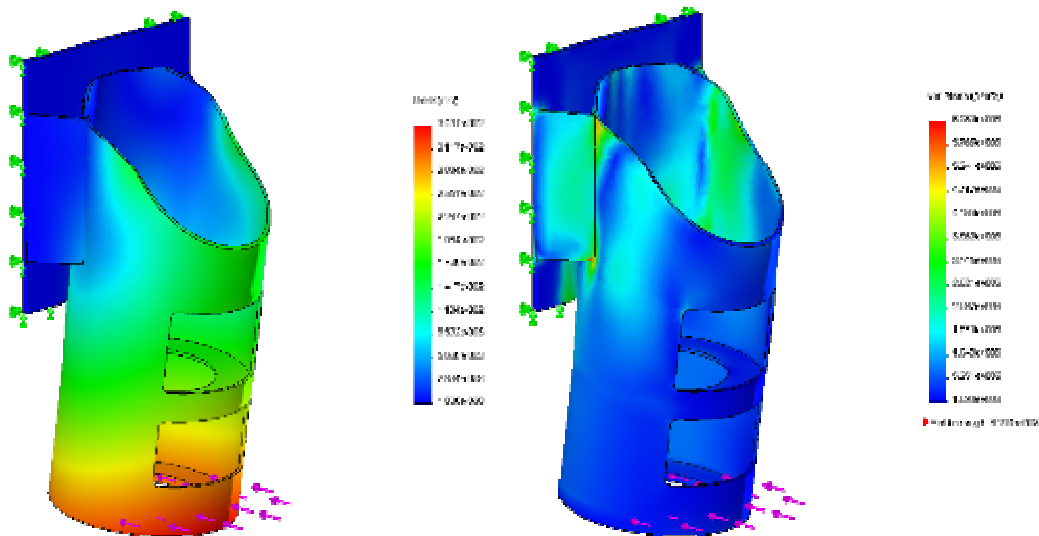


Figura 5.6 - Distribuição de deslocamentos e de tensão equivalente para o elemento móvel eixo Oz otimizado, na situação de corte ao longo do eixo Oy .

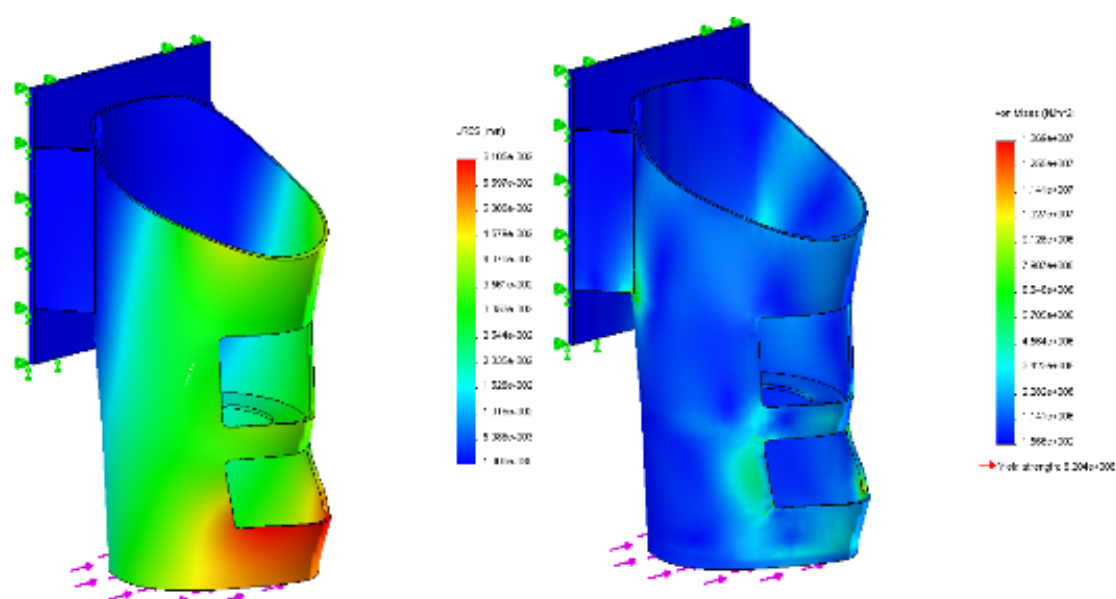


Figura 5.7 - Distribuição de deslocamento e de tensão equivalente para o elemento móvel eixo Oz otimizado, na situação de corte ao longo do eixo Ox .

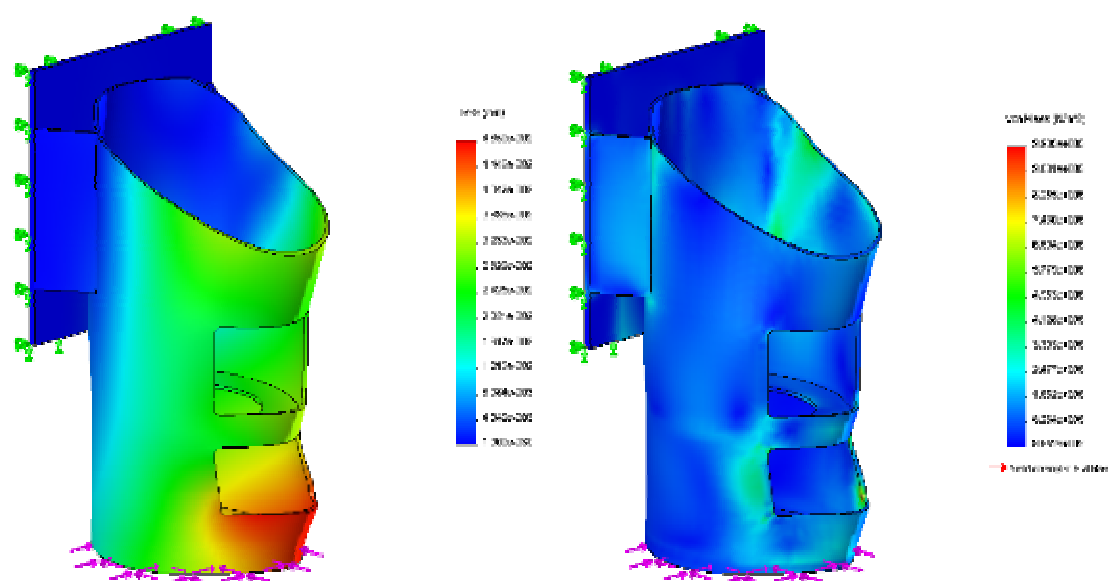


Figura 5.8 - Distribuição de deslocamento e de tensão equivalente para o elemento móvel eixo Oz otimizado, na situação de corte diagonal a 45° com os eixos Oy e Ox .

Nas Tabelas 5.2 e 5.3 encontram-se os resumos dos valores máximos obtidos para o deslocamento e tensão equivalente das peças original e optimizada, nas diferentes condições de funcionamento ensaiadas.

Tabela 5.2 – Valores máximos obtidos para os deslocamentos nas peças original e optimizada.

Peça	Esforço de trabalho ao longo do eixo		
	O_y	O_x	$45^\circ O_x-O_y$
Original	$2,23 \times 10^{-2}$ mm	$4,04 \times 10^{-2}$ mm	$3,19 \times 10^{-2}$ mm
Optimizada	$3,40 \times 10^{-2}$ mm	$6,10 \times 10^{-2}$ mm	$4,85 \times 10^{-2}$ mm

Os valores apresentados na Tabela 5.2 permitem concluir que o deslocamento máximo na peça optimizada aumentou cerca de 1,5 vezes em todas as situações ensaiadas, em comparação com a peça original. Porém, atendendo ao facto de que estes valores são da mesma ordem de grandeza e pouco significativos em valor absoluto e que as zonas de maior deslocamento são influenciadas pelo corte frontal, o topo inferior do tubo cilíndrico, face de ligação ao eixo OC , apresenta valores inferiores de deslocamento. Considerando ainda que a peça final tem uma massa $M_{zf} = 53,21$ kg, que se traduz numa redução aproximadamente de 26,5% em relação à massa da peça original, justifica a validação da peça optimizada em relação ao Estado Limite de Utilização, ainda que de menor rigidez.

Tabela 5.3 – Valores máximos obtidos para a tensão equivalente de von Mises nas peças original e optimizada.

Peça	Esforço de trabalho ao longo do eixo		
	O_y	O_x	$45^\circ O_x-O_y$
Original	6,38 MPa	6,95 MPa	9,38 MPa
Optimizada	6,28 MPa	13,89 MPa	9,90 MPa

Analisando os valores indicados na Tabela 5.3 é possível verificar que também houve um aumento dos valores máximos da tensão equivalente de von Mises na peça optimizada, excepto para a situação de corte ao longo do eixo O_y , onde diminuiu. De referir que de entre as situações ensaiadas nesta peça, os valores máximos da tensão equivalente são mais

elevados na situação de corte ao longo do eixo Ox . No entanto, estes valores são ainda cerca de 44 vezes inferiores à tensão limite de elasticidade do aço analisado. Consequentemente, pode concluir-se que a peça final obtida também obedece ao critério definido para o Estado Limite de Segurança, encontrando-se desta forma validada como solução alternativa e melhorada para o elemento móvel do eixo Oz do equipamento.

5.4 Eixo Ox

A metodologia adoptada para a optimização do elemento móvel do eixo Ox , foi a mesma seguida no estudo realizado para o elemento móvel do eixo Oz , ou seja, de forma resumida, a análise numérica pelo método dos elementos finitos e, numa primeira fase, a análise da solução actual para estabelecimento do Estado Limite de Utilização que servirá, numa segunda fase, de critério de avaliação da rigidez da peça optimizada. No final do procedimento, a solução encontrada deverá ser validada através do Estado Limite de Segurança, tornando-se assim uma solução alternativa válida e melhorada. A massa do modelo original simplificado do eixo Ox é $M_{xi} = 86,58$ kg. A representação tridimensional do modelo e a discretização em elementos finitos para análise da peça original estão representados na figura 5.9.

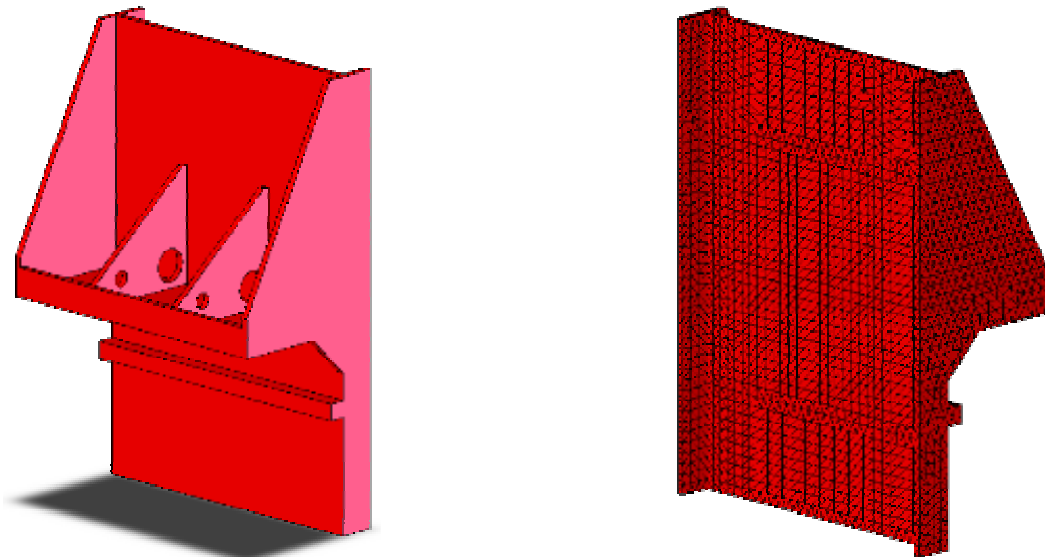


Figura 5.9 - Modelo tridimensional e respectiva malha de elementos finitos da peça original do eixo Ox .

Na análise estrutural deste elemento consideraram-se as zonas de contacto com os patins da ponte fixas e que a transmissão do peso e esforços que o elemento móvel do eixo Oz está sujeito são transferidos para esta peça através das faces de montagem das guias lineares.

Foram simuladas as três situações de funcionamento do equipamento: (i) o corte ao longo da direcção Oy (ii) da direcção Ox e (iii) um corte diagonal a 45° no plano Oxy . Considerou-se ainda que o ponto de aplicação do esforço de trabalho está situado remotamente, uma vez que este esforço está aplicado na face inferior do tubo cilíndrico do elemento móvel do eixo Oz , como foi considerado anteriormente. Os pesos da peça original e da peça optimizada do eixo Oz foram utilizados nos cálculos da peça original e da peça optimizada do elemento móvel do eixo Ox , respectivamente. Nas figuras 5.10 a 5.12 estão representados os resultados obtidos para as diferentes simulações no modelo da peça original.

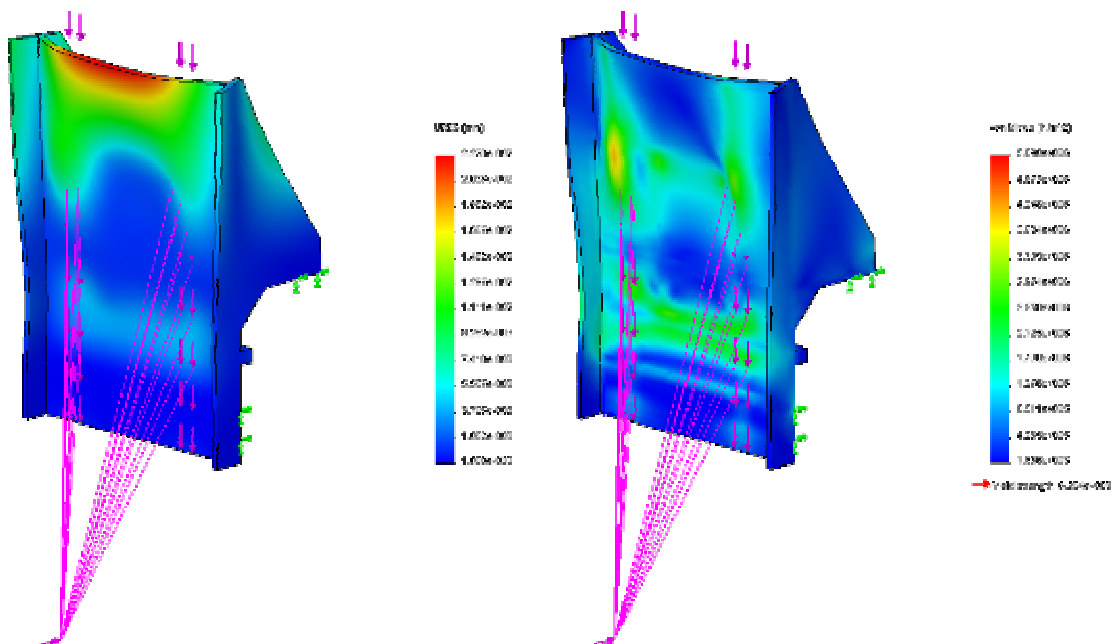


Figura 5.10 - Distribuição do deslocamento e da tensão equivalente para o elemento móvel eixo Ox original, na situação de corte ao longo do eixo Oy .

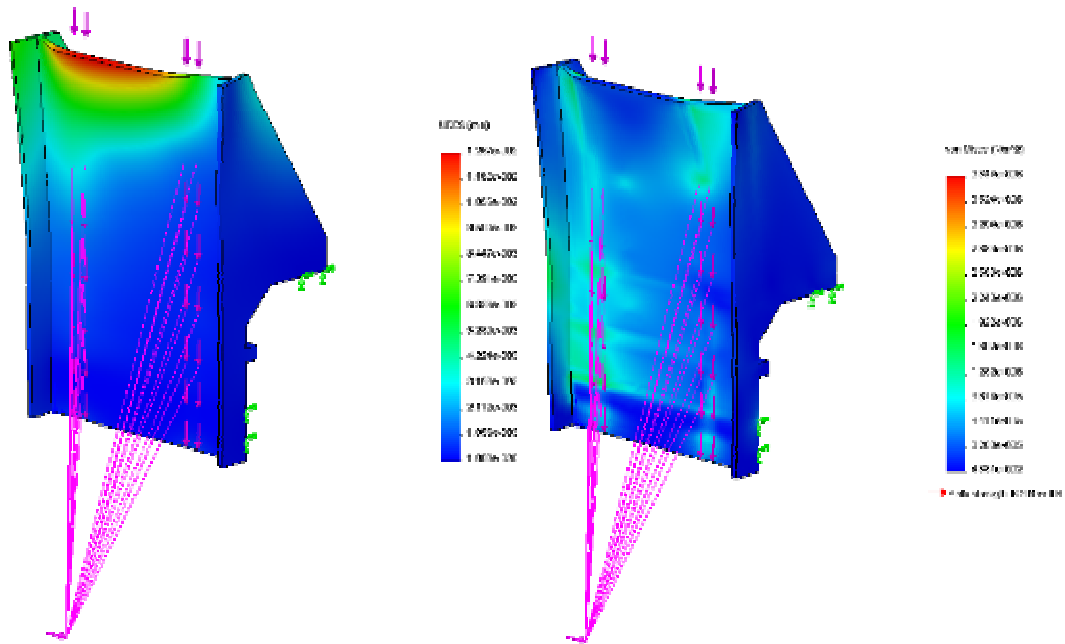


Figura 5.11 - Distribuição do deslocamento e da tensão equivalente para o elemento móvel eixo Ox original, na situação de corte ao longo do eixo Ox .

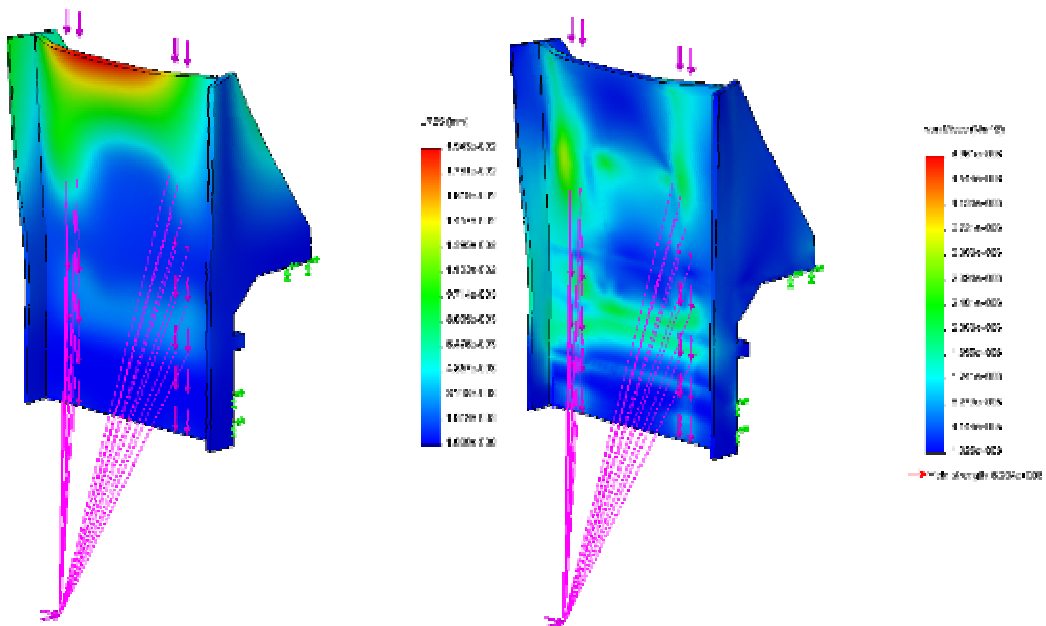


Figura 5.12 - Distribuição do deslocamento e da tensão equivalente para o elemento móvel eixo Ox original, na situação de corte diagonal a 45° no plano Oxy .

Em todas as simulações realizadas sobre a peça original do elemento móvel Ox , a tensão equivalente de von Mises apresentou sempre valores cerca de duas ordens de grandeza inferiores aos valores da tensão limite de elasticidade do material, o que garante o

cumprimento do critério estabelecido para o Estado Limite de Segurança deste componente.

Em relação aos deslocamentos, os valores máximos foram obtidos na zona superior da chapa frontal da peça. Estes valores são consequência dos reforços posteriores da referida chapa não a acompanharem em toda a sua extensão. Tendo este facto em consideração, foi possível diminuir a espessura dos reforços laterais e posteriores, aumentando a dimensão vertical dos últimos. Ainda no que diz respeito à análise dos resultados das simulações apresentadas nas figuras anteriores, é possível verificar que na faixa central da chapa frontal até aproximadamente três-quartos do seu comprimento total, os valores de deslocamento são uma a duas ordens de grandeza inferiores ao máximo, o que possibilita ajustar a rigidez da peça nesta zona a estes valores. A solução encontrada foi a realização de dois cortes elipsoidais nesta zona, permitindo reduzir o mais possível o peso da peça final. Tendo em atenção estas considerações obteve-se a peça otimizada representada na figura 5.13, onde se representa também a respectiva malha de elementos finitos.

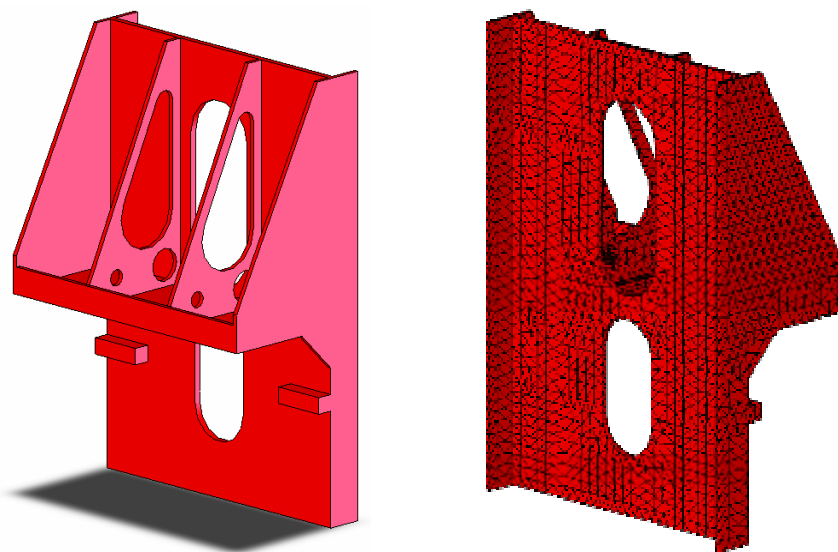


Figura 5.13 - Modelo tridimensional e respectiva malha de elementos finitos da peça otimizada do eixo Ox .

Pela representação da peça otimizada na figura anterior, para além das alterações já referidas, é possível verificar que a espessura da chapa transversal posterior diminuiu mantendo no entanto a sua maquinabilidade. Reduziu-se também o comprimento da barra posterior localizada na metade inferior da peça, uma vez que a sua única funcionalidade é a de batente mecânico do eixo, não sendo necessário atravessar toda a peça. Nos reforços

verticais posteriores, pelas mesmas razões que levaram aos cortes na chapa frontal, considerou-se um corte vertical extra de forma a retirar o máximo peso à peça final. Nas figuras 5.14 a 5.16 estão representados os resultados para a peça otimizada em condições idênticas aos realizados para a peça original.

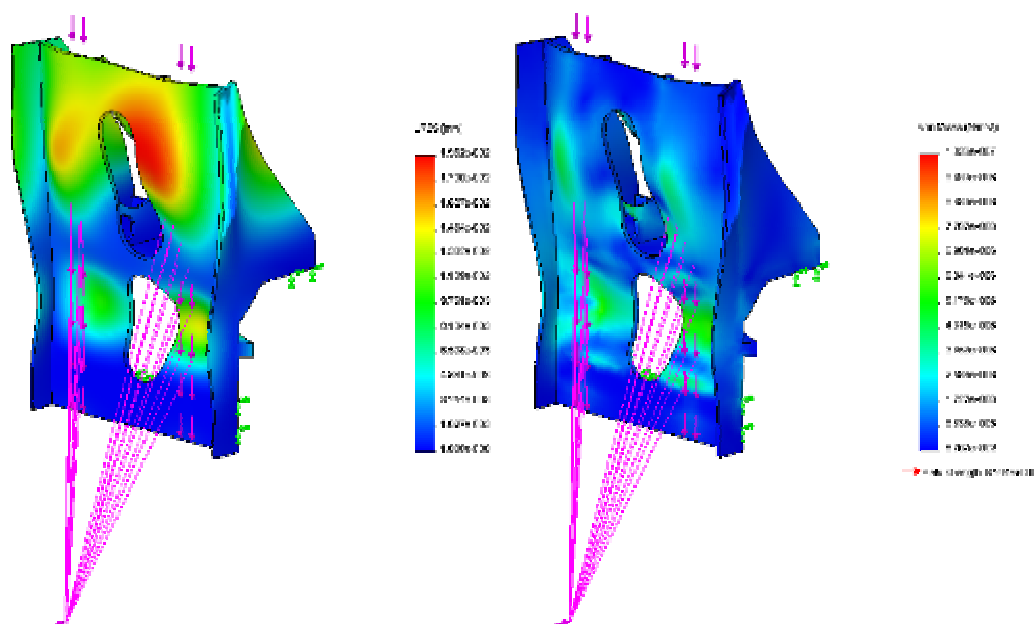


Figura 5.14 - Distribuição do deslocamento e da tensão equivalente para o elemento móvel eixo Ox otimizado, na situação de corte ao longo do eixo Oy .

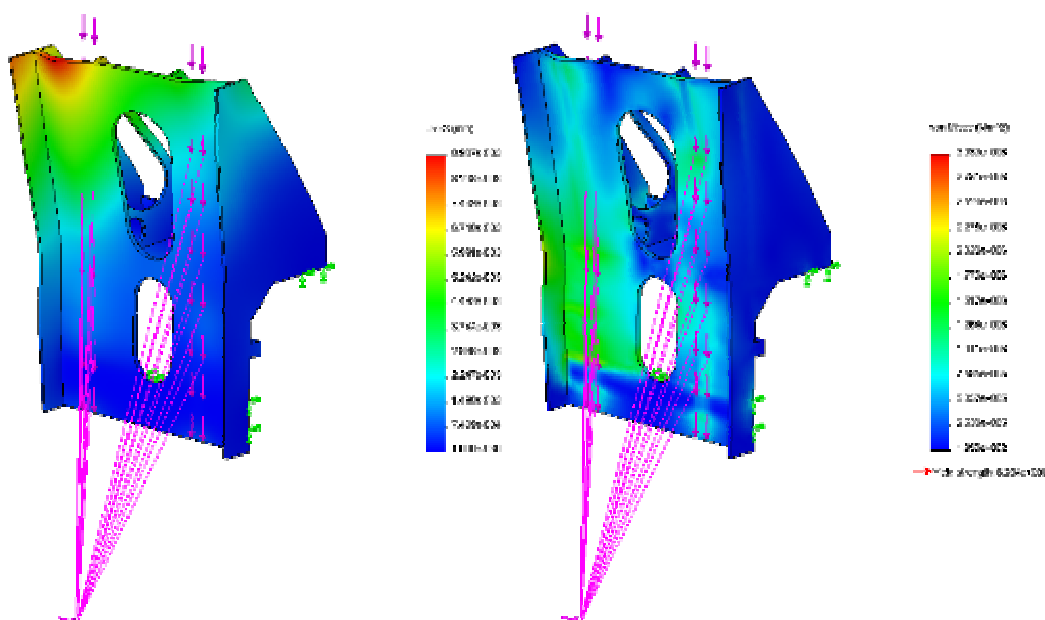


Figura 5.15 - Distribuição do deslocamento e da tensão equivalente para o elemento móvel eixo Ox otimizado, na situação de corte ao longo do eixo Ox .

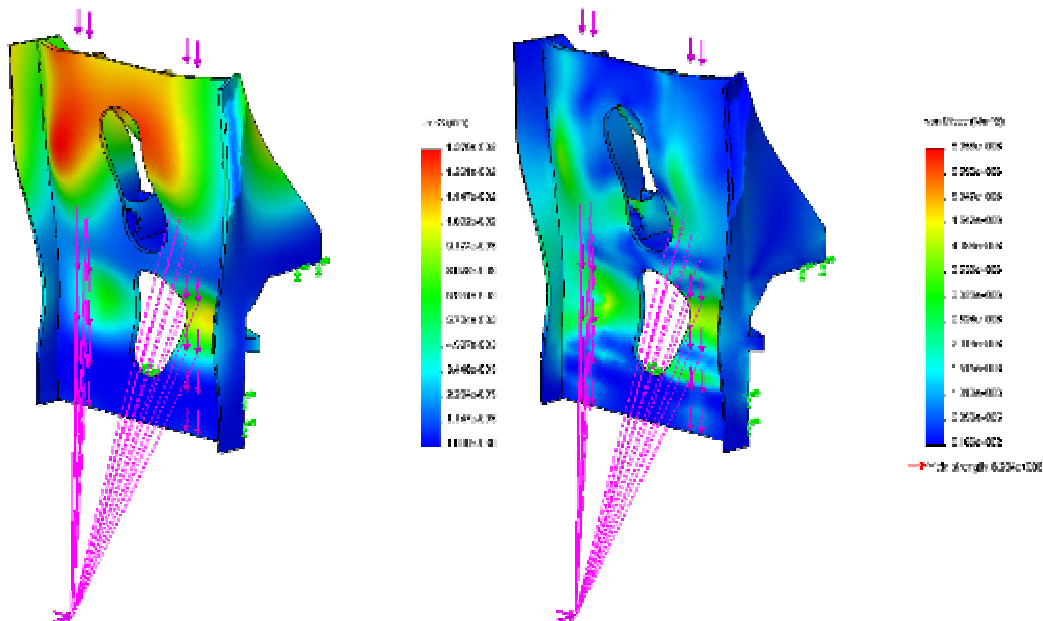


Figura 5.16 - Distribuição do deslocamento e da tensão equivalente para o elemento móvel eixo Ox otimizado, na situação de corte diagonal a 45° no plano Oxy .

Nas Tabelas 5.4 e 5.5 estão reunidos os resumos dos valores máximos obtidos para o deslocamento e para a tensão equivalente das peças original e otimizada, respectivamente, nas diferentes condições de funcionamento ensaiadas.

Tabela 5.4 – Valores máximos obtidos para os deslocamentos nas peças original e otimizada.

Peça	Esforço de trabalho ao longo do eixo		
	Oy	Ox	$45^\circ Ox-Oy$
Original	$2,23 \times 10^{-2}$ mm	$1,26 \times 10^{-2}$ mm	$1,94 \times 10^{-2}$ mm
Otimizada	$1,95 \times 10^{-2}$ mm	$0,89 \times 10^{-2}$ mm	$1,37 \times 10^{-2}$ mm

Pela análise dos valores indicados na Tabela 5.4 é possível verificar que os valores obtidos do deslocamento máximo na peça otimizada diminuíram em todas as situações ensaiadas. Tal indica uma melhoria de rigidez na peça, permitindo validar a solução alcançada em relação aos critérios estabelecidos para o Estado Limite de Utilização. A peça final tem

uma massa $M_x = 66,36$ kg, o que se significa numa redução de 23,5% de peso em relação à peça original.

De forma resumida, quanto à forma e geometria a solução encontrada para a peça do elemento móvel do eixo Ox , apresenta maiores índices de rigidez com recurso a menor quantidade de material aplicado, o que é um claro exemplo da aplicação dos princípios do ILD (*Intelligent Light-Weight Design*).

Tabela 5.5 – Valores máximos obtidos para a tensão equivalente de von Mises nas peças original e optimizada.

Peça	Esforço de trabalho ao longo do eixo		
	Oy	Ox	$45^\circ Ox-Oy$
Original	5,09 MPa	3,84 MPa	4,96 MPa
Optimizada	1,03 MPa	3,03 MPa	6,05 MPa

Através da análise dos valores listados na Tabela 5.5 é possível verificar que os valores máximos da tensão equivalente de von Mises na peça optimizada diminuíram, com excepção para a situação de corte na diagonal a 45° no plano Oxy , onde aumentou cerca de 20% (o maior valor de todos os ensaios realizados). De qualquer modo, todos os valores alcançados de tensão equivalente na peça optimizada são da mesma ordem de grandeza e duas ordens de grandeza inferiores à tensão limite de elasticidade do material considerado. Consequentemente, é possível concluir que a peça final obtida também obedece ao critério definido para o Estado Limite de Segurança, encontrando-se desta forma validada como solução alternativa e melhorada para o elemento móvel do eixo Ox do equipamento.

5.5 Eixo Oy

A análise estrutural do elemento móvel do eixo Oy – a ponte – será realizada de forma analítica, o que possibilita obter resultados com maior precisão e, com o auxílio de uma folha de cálculo desenvolvida em *Microsoft Excel*, tornar esta análise mais flexível e versátil. O recurso ao método analítico para procura de uma solução melhorada deste elemento é justificado pelo facto de se poder tratar a ponte como um elemento de viga recta de secção transversal constante.

A ponte, como foi visto no capítulo anterior, está apoiada em dois patins de esferas em cada extremo, sendo estes que garantem a ligação ao eixo Oy . Esta forma de fixação restringe os deslocamentos no sentido axial da ponte. No entanto, não deverão ser considerados encastramentos perfeitos, uma vez que só os deslocamentos na face de apoio estão limitados. No cálculo da flexão máxima serão consideradas as situações da ponte com os dois topos encastrados e simplesmente apoiada nos patins. O cálculo destas duas situações de apoio permitirá estimar um factor de aferição da rigidez dos apoios de forma a ajustar os valores obtidos nesta análise com os valores medidos de flexão máxima da ponte actual, possibilitando a obtenção de valores mais reais para o novo perfil da ponte. De forma esquemática, a ponte será calculada nas seguintes situações:

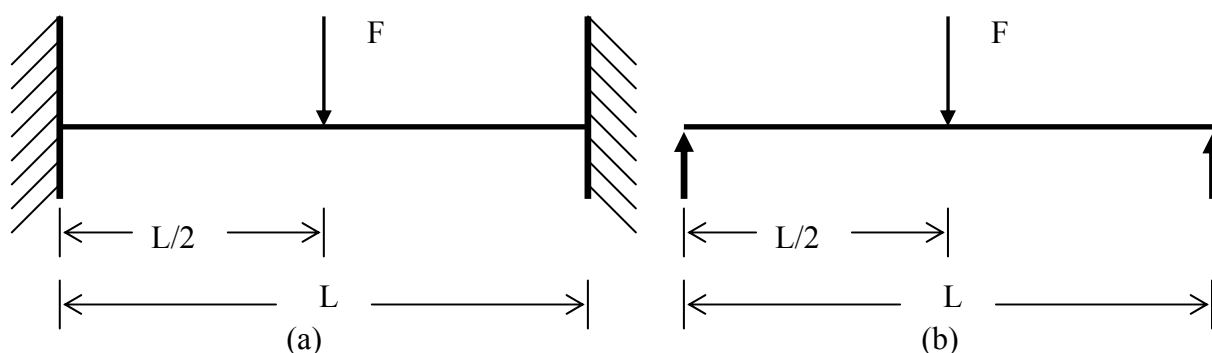


Figura 5.17 – Representação esquemática dos dois tipos de fixação dos extremos da ponte em análise: (a) extremos encastrados e (b) extremos simplesmente apoiados.

Em ambas as situações de apoio, a deformação vertical total da ponte, que estabelecerá o ELU, será a resultante de três principais contribuições: (i) a flexão devida ao peso próprio da ponte; (ii) a flexão devida ao peso da cabeça considerando-a ao centro da ponte e (iii) a torção resultante do principal esforço de trabalho do equipamento.

Uma das fases do fabrico da ponte implica a maquinagem das faces de montagem das guias lineares de esferas. Durante este processo a ponte é sujeita a deformações elásticas não-permanentes que influenciam os alinhamentos finais das guias. A solicitação mais significativa é no sentido horizontal da secção, uma vez que a ponte está apoiada ao longo da face inferior o que elimina as deformações verticais. A deformação no sentido horizontal será calculada atendendo aos esforços envolvidos e ao posicionamento para

maquinagem, que estipulará no sentido horizontal o Estado Limite de Utilização para a geometria final do perfil da ponte.

Tal como foi o procedimento na optimização do elemento móvel do eixo Ox , na análise da ponte também será considerado o peso das peças originais dos elementos móveis dos eixos Oz e Ox e os das peças optimizadas nos cálculos da ponte original e da ponte optimizada, respectivamente. A solução encontrada deverá ser posteriormente validada e certificada, tal como aconteceu com as análises dos elementos móveis dos eixos Oz e Ox , quanto ao Estado Limite de Segurança (ELS).

A secção actual da ponte está representada na figura 5.18 e a identificação e os valores das propriedades dos perfis que a constituem estão listados na Tabela 5.6.

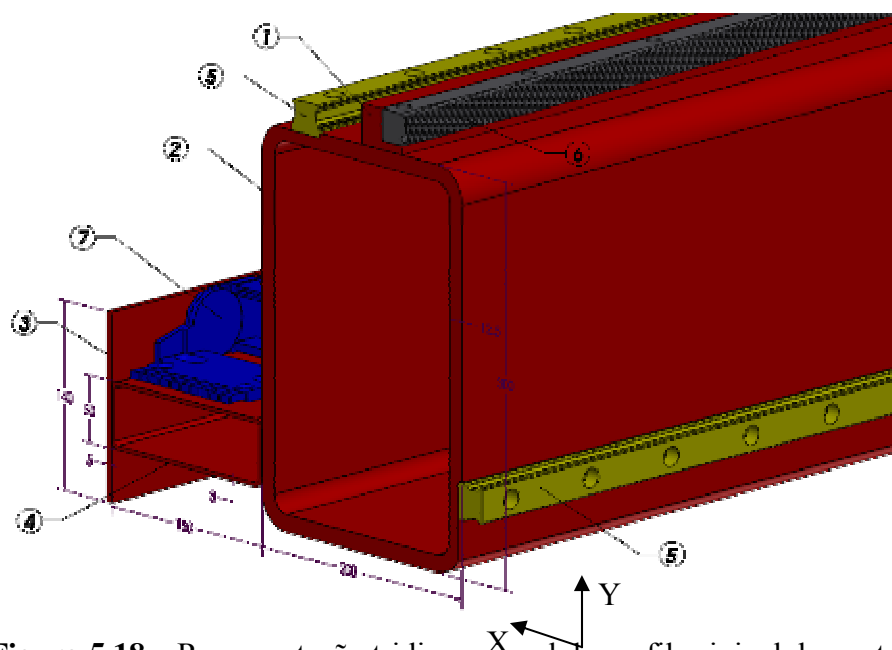


Figura 5.18 – Representação tridimensional do perfil original da ponte.

Tabela 5.6 - Características dos perfis e principais componentes da secção actual da ponte.

Ref.	Perfil	q_i [kg m ⁻¹]	I_{yy} [cm ⁴]	I_{xx} [cm ⁴]
1	Vergalhão quadrado de 40 mm	12,60	21,30	21,30
2	Tubo RHS 300x200x12,5 [mm]	92,60	14460	7619
3	Barra rectangular 140x6 [mm]	6,60	137,2	0,25
4	Tubo RHS 150x50x3 [mm]	11,54	53,38	305,8
5	Guias lineares esferas	8,00	N/A	N/A
6	Cremalheira de accionamento	4,00	N/A	N/A
7	Esteira porta cabos e cabos	4,80	N/A	N/A
Global		140,1	19800	11295

Os momentos de inércia da secção transversal da ponte segundo as direcções no plano da secção resultam da contribuição das diferentes secções dos perfis que constituem a ponte nessa direcção, ou seja,

$$I_{yy} = \sum_{i=1}^n (I_{yi} + A_i x_i^2), \quad (\text{Eq. 5.3})$$

$$I_{xx} = \sum_{i=1}^n (I_{xi} + A_i y_i^2). \quad (\text{Eq. 5.4})$$

A flexão da ponte provocada pelo efeito seu próprio peso é calculada considerando uma carga uniformemente distribuída ao longo de todo o seu comprimento, que terá em conta quer o peso por unidade linear de cada um dos perfis que a constituem quer o peso dos principais componentes, dos quais se destacam a esteira porta cabos (incluindo os próprios cabos), as guias lineares de esferas e a cremalheira de accionamento que corresponde a uma carga distribuída adicional $q_{Comp}=16,80 \text{ kg m}^{-1}$, ou seja,

$$q = \sum_{i=1}^n q_i. \quad (\text{Eq. 5.5})$$

A relação para o cálculo da flexão máxima da ponte devido ao seu peso próprio, para a situação de fixação com os dois topos encastrados é

$$f = \frac{qL^4}{384EI_{yy}} \quad (\text{Eq. 5.6})$$

e, para o caso da ponte simplesmente apoiada, a equação será

$$f = \frac{5qL^4}{384EI_{yy}}. \quad (\text{Eq. 5.7})$$

Em ambas as equações, I_{yy} é o momento de inércia na direcção vertical da secção, E é o módulo de elasticidade, L é a distancia entre os apoios da ponte e q a carga total distribuída ao longo do comprimento da ponte.

No cálculo da flexão máxima da ponte devida ao peso da cabeça de corte, considera-se que a acção é uma carga pontual centrada na ponte, visto ser a situação de maior solicitação que esta poderá provocar na ponte. Esta simplificação não deverá conduzir a uma situação distinta da realidade, uma vez que a ponte tem um comprimento cerca de 10 vezes superior à largura da cabeça de corte.

As relações para o cálculo da flexão máxima causada pela acção de uma força F , o peso da cabeça, aplicada no centro da ponte para as situações de fixação com os dois extremos encastrados ou simplesmente apoiados, são

$$f = \frac{FL^3}{192EI_{yy}}, \quad (\text{Eq. 5.8})$$

$$f = \frac{FL^3}{48EI_{yy}}, \quad (\text{Eq. 5.9})$$

respectivamente. A terceira contribuição relevante para o cálculo da flexão total da ponte é a torção devida ao esforço de trabalho. O esforço de trabalho resulta da acção do material a cortar sobre o disco de corte. Porém, apenas os trabalhos em torno dos eixos Oz e Oy originarão momentos torsões em torno do eixo longitudinal da ponte. O valor do esforço de trabalho pode considerar-se idêntico independentemente do eixo em movimento, uma vez que só depende da geometria e configuração do disco de corte e da espessura e tipo de material a cortar.

A deformação por torção, f_T , não depende do tipo de apoio e leva à rotação da secção transversal da ponte, onde cada ponto pertencente à face da secção descreverá um arco de circunferência cujo valor é obtido a partir da equação

$$f_T = \theta l. \quad (\text{Eq. 5.10})$$

Na equação anterior, l é o afastamento de um ponto da secção do perfil ao eixo de rotação e θ o ângulo de torção resultante do momento tissor do esforço de trabalho e resulta da seguinte expressão:

$$\theta = \frac{M_{Ti}L}{GI_p}, \quad (\text{Eq. 5.11})$$

onde M_{Ti} é o momento tissor, G é o módulo de elasticidade transversal do material, L é a distância longitudinal do apoio até à secção transversal em análise e I_p é o momento polar de inércia da secção.

O ponto de aplicação do esforço de trabalho situa-se na face inferior do elemento móvel do eixo Oz , tal como foi considerado nas análises realizadas para os eixos Ox e Oz . A distância deste ponto ao eixo de rotação longitudinal da ponte é, ao longo do eixo Oy , aproximadamente o dobro que a mesma distância segundo o eixo Oz . Consequentemente, esta proporcionalidade manter-se-á para os respectivos momentos torsões, ou seja,

$$M_{Ty} \approx 2M_{Tz}. \quad (\text{Eq. 5.12})$$

Em funcionamento normal, os movimentos dos eixos Oy e Oz nunca ocorrem em simultâneo, pelo que para o cálculo da torção será considerado apenas o momento torsor causado pelo deslocamento em corte do eixo Oy , visto ser o que apresenta o maior valor dos momentos torsos resultantes do esforço de trabalho. Na restante formulação da análise, deverá considerar-se ainda metade do esforço de trabalho aplicado no centro da ponte.

O valor máximo de deformação da secção do perfil da ponte, por acção do momento torsor do esforço de trabalho, é obtido nas faces mais afastadas do centro geométrico da secção transversal da ponte. Uma vez que o centro geométrico da secção transversal da ponte coincide, aproximadamente, com o centro do tubo base que a compõe (ver figura 5.18), os maiores valores de deformação são obtidos nos pontos diagonais deste perfil, que também coincidem com as faces de apoio das guias lineares para o deslocamento do eixo Ox .

A deformação por torção dá origem à rotação da secção transversal da ponte, onde cada ponto pertencente à face da secção descreverá um arco de circunferência. Para o cálculo da flexão máxima deve considerar-se apenas o deslocamento desse ponto segundo a vertical, valor que se irá somar com os de flexão anteriormente obtidos. O arco de circunferência descrito pelos pontos pertencentes à secção transversal da ponte pode aproximar-se a um segmento de recta, uma vez que esta torção provoca deslocamentos muito pequenos. Assim, a componente vertical do deslocamento, f_V , originado por momentos torsos é

$$f_V = f_T \sin \theta. \quad (\text{Eq. 5.13})$$

Nas Tabelas 5.7 e 5.8 apresentam-se, de forma resumida, as relações utilizadas e os valores obtidos no cálculo das deformações máximas da ponte, nas diferentes condições de funcionamento ensaiadas. Na Tabela 5.8 estão reunidos os valores obtidos para as diferentes deformações referidas nas situações da ponte com os extremos encastrados e simplesmente apoiados.

Tabela 5.7 – Resumo das relações utilizadas no cálculo das deformações máximas para as diferentes solicitações e situações de apoio[2].

Deformações Máximas	Situação de Apoio	
	Dois extremos encastrados	Simplesmente apoiados
Devida à carga distribuída	$f = \frac{qL^4}{384EI_{yy}}$	$f = \frac{5qL^4}{384EI_{yy}}$
Devida à carga pontual ao centro	$f = \frac{FL^3}{192EI_{yy}}$	$f = \frac{FL^3}{48EI_{yy}}$
Devida ao momento torsor	$f_V = f_T \sin \theta$, com $f_T = \theta l$ e $\theta = \frac{M_T L}{4GI_P}$	

Tabela 5.8 – Valores máximos obtidos para o deslocamento vertical da secção do perfil da ponte actual.

Tipo de Apoio	Deformações máximas verticais [mm]			Deslocamento Total [mm]
	Peso próprio	Cabeça ao centro	Torção	
Extremos Encastrados	0,049	0,047	1,53x10 ⁻⁷	0,096
Extremos Apoiados	0,248	0,189		0,437

Desta forma, fica estabelecido o valor para o Estado Limite de Utilização, ou seja, o valor de deformação vertical máxima admissível para a secção da ponte após optimização.

As medições efectuadas no equipamento actual indicam um valor total de deformação vertical da ponte de $f_{Real}=0,350$ mm, o que significa que a aplicação real está mais próxima da situação da ponte simplesmente apoiada, porém com alguma rigidez associada aos apoios. Para ajustar os valores calculados da deformação total da ponte à situação real é possível obter um índice de rigidez, aqui designado por φ_R , dos apoios da ponte que ajustará e estimará estes valores.

O índice de rigidez, φ_R é um valor ponderado no intervalo de valores calculados para ambas as situações de fixação da ponte e da leitura do valor real da deformação total da ponte, ou seja,

$$\varphi_R = 100 \frac{f_{Real} - f_{EE}}{f_{SA} - f_{EE}}, \quad (\text{Eq. 5.14})$$

onde f_{Real} é o valor real da deformação total da ponte, f_{EE} e f_{SA} são os valores calculados da deformação total na situação da ponte com os dois extremos encastrados e simplesmente

apoiada, respectivamente. Utilizando os valores da Tabela 5.8 na Equação 5.14, obtém-se o valor do índice de rigidez $\varphi_R \approx 74,5 \%$.

Como foi referido anteriormente, durante a maquinagem das pistas para as guias, a ponte está sujeita a deformações elásticas não-permanentes que influenciam os alinhamentos finais quer das guias quer das cremalheiras. Nesta fase do fabrico, a ponte é colocada sobre a mesa da fresadora e é apertada na zona de fixação dos patins tal como na posição de funcionamento. Seguidamente, através de um conjunto de calços, a ponte é apoiada longitudinalmente na face inferior, o que anula as possíveis deformações verticais resultante dos esforços de maquinagem. Consequentemente, para o cálculo da deformação horizontal resultante dos esforços de maquinagem, a ponte poderá ser considerada encastrada nos dois extremos. Considerando que a maior deformação ocorrerá quando o esforço for aplicado no centro da ponte, a expressão para o cálculo da flexão máxima é

$$f_{MQ} = \frac{F_{MQ}L^3}{192EI_{yy}}. \quad (\text{Eq. 5.15})$$

Considerando que o esforço de maquinagem é $F_{MQ}=150$ kgf, determina-se que a flexão horizontal máxima durante a fase de maquinagem é $f_{MQ}=0,372$ mm, valor que estabelece o Estado Limite de Utilização (ELU) do perfil após a optimização no sentido horizontal, ou seja, o valor máximo do deslocamento horizontal admissível para a secção da ponte nas mesmas condições.

Para a validação da solução actual e optimizada do perfil da ponte, em relação ao Estado Limite de Segurança (ELS), deverão calcular-se os valores máximos da tensão equivalente de von Mises, σ_{vM} , para cada uma das situações de solicitação e casos de apoio da ponte referidos. O valor máximo da tensão equivalente de von Mises é dado pela seguinte expressão.

$$\sigma_{vM} = \sqrt{\sigma_{xi}^2 + 3\tau_{xyi}^2}. \quad (\text{Eq. 5.16})$$

Onde σ_{xi} e τ_{xyi} são as componentes de tensão axial e de corte, respectivamente, resultantes da carga distribuída (peso próprio dos componentes), do peso da cabeça de corte e da torção pelo esforço de trabalho.

Na Tabela 5.9 apresentam-se as equações utilizadas na análise do Estado Limite de Segurança da ponte para as diferentes solicitações, considerando os dois extremos da ponte encastrados ou simplesmente apoiados.

Tabela 5.9 – Relações utilizadas no cálculo das tensões máximas na ponte para as diferentes solicitações e situações de apoio[3, 4].

Tensão	Situação de Apoio	
	Dois extremos encastrados	Simplesmente apoiados
Tensão normal máxima carga distribuída	$\sigma_{Máx} = \frac{qL^2 y}{12I_{yy}}$	$\sigma_{Máx} = \frac{qL^2 y}{8I_{yy}}$
Tensão normal máxima carga pontual	$\sigma_{Máx} = \frac{FLy}{8I_{yy}}$	$\sigma_{Máx} = \frac{FLy}{4I_{yy}}$
Tensão de corte máxima carga distribuída	$\tau_{Máx} = \frac{qL}{2I_{xx}b} Q$	
Tensão de corte máxima carga pontual	$\tau_{Máx} = \frac{F}{2I_{xx}b} Q$	
Tensão de corte máxima momento torsor	$\tau_{Máx} = \frac{M_T}{4tA_{Int_Med}}$	

A tensão axial assume o valor máximo na face inferior do perfil da ponte. No cálculo das tensões máximas de corte em flexão, por uma questão de simplificação, foi apenas considerada a secção do tubo base que constitui o perfil da ponte. A expressão para o cálculo de Q é

$$Q = \frac{h^2 b}{4} - \frac{(h - 2t)^2 (b - 2t)}{8}, \quad (\text{Eq. 5.17})$$

onde h é a altura total da secção do tubo, b a largura e t a espessura. De referir ainda que no cálculo tensão de corte máxima devida ao momento torsor, a variável A_{Int_Med} representa toda área interior ao contorno médio da secção do tubo base que compõe o perfil da ponte. Na Tabela 5.10 estão reunidos os valores máximos obtidos para as diferentes tensões resultantes das várias solicitações e situações de fixação.

Tabela 5.10 – Valores de tensão máxima obtidos para as diferentes solicitações e situações de apoio da ponte actual.

Tipo de Apoio	Tensões axiais [MPa]		Tensões de corte [MPa]			Tensão von Mises
	Peso próprio	Cabeça ao centro	Peso próprio	Cabeça ao centro	Torção	
Extremos Encastrados	2,85	2,03	$6,71 \times 10^{-1}$	$3,25 \times 10^{-2}$	$1,74 \times 10^{-1}$	5,12 MPa
Simplesmente apoiados	4,28	4,07				8,49 MPa

Analisando os resultados indicados na Tabela 5.10 é possível verificar que, na ponte actual e para os dois tipos de apoio considerados, os valores máximos da tensão equivalente são da mesma ordem de grandeza (e duas ordens de grandeza inferiores) à tensão limite de elasticidade do material considerado, $\sigma_0=620$ MPa. Fica desta forma validada a peça actual da ponte em termos do critério definido para o Estado Limite de Segurança.

Na figura 5.19 está representado o perfil optimizado para a ponte, segundo a mesma lógica construtiva.

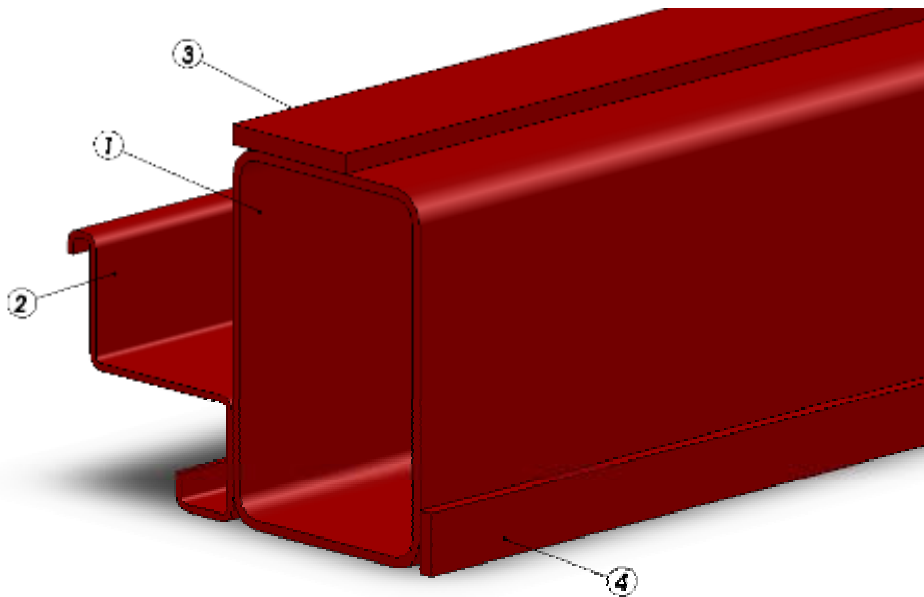


Figura 5.19 – Representação tridimensional do perfil optimizado da ponte.

Tabela 5.11 - Características dos perfis e principais componentes da secção optimizada do perfil da ponte.

Ref.	Perfil	q_i [kg m ⁻¹]	I_{yy} [cm ⁴]	I_{xx} [cm ⁴]
1	Tubo RHS 300x200x8,0 [mm]	57,41	9231	4971
2	Chapa quinada de 6 mm	20,39	204,75	1689
3	Barra rectangular 120x16 [mm]	14,78	4,10	230,4
4	Barra rectangular 50x12 [mm]	4,62	12,50	0,72
5	Componentes comuns	16,80	n/a	n/a
Global		114,0	16800	13672

Como é possível ver pela imagem da figura 5.19 e pelos resultados indicados na Tabela 5.11, o perfil optimizado da ponte mantém a mesma filosofia de construção que o perfil original. No entanto, substituiu-se a barra e o tubo rectangular posterior por uma chapa quinada de espessura $t=6$ mm, o que simplificou bastante a construção do perfil, compensando o custo acrescido de soldadura das duas barras de reforço (uma frontal e outra superior) para sobre-espessura de maquinagem.

Na Tabela 5.12 estão reunidos os valores máximos das deformações obtidos no cálculo das diferentes solicitações e apoios dos extremos da ponte, considerando o perfil optimizado para esta peça.

Tabela 5.12 – Valores máximos obtidos para o deslocamento vertical da secção optimizada do perfil da ponte.

Tipo de Apoio	Deformações máximas verticais [mm]			Total [mm]	
	Peso próprio	Cabeça ao centro	Torção	Peça Original	Peça Optimizada
Extremos Encastrados	0,047	0,048	$4,04 \times 10^{-8}$	0,096	0,096
Simplemente apoiados	0,237	0,195		0,437	0,433

Pela análise dos resultados indicados na Tabela 5.12 é possível verificar que, no caso dos dois extremos encastrados, o valor da deformação da peça optimizada se mantém e diminuiu na situação da ponte simplesmente apoiada nos patins. Tal significa que houve uma melhoria na rigidez vertical do perfil. A deformação real estimada para o perfil optimizado da ponte, considerando o índice de rigidez dos apoios, φ_R , calculado

anteriormente, é $f'_{Real}=0,347$ mm, valor que, tal como seria de esperar devido à melhoria da rigidez do perfil, é inferior à deformação real da ponte actual.

De referir ainda que o valor obtido para a deformação horizontal, considerando as solicitações resultantes do processo de maquinagem durante de fabrico da ponte, é $f_{MQ}=0,308$ mm, valor também inferior ao obtido nas mesmas condições para o perfil original, devido maioritariamente à aplicação da chapa quinada posterior que aumentou substancialmente a rigidez horizontal do perfil.

A solução alcançada fica desta forma validada em relação aos critérios estabelecidos para o Estado Limite de Utilização. O perfil optimizado tem uma massa por unidade de comprimento $M_{yf}=97,20$ kgm⁻¹, que implica uma redução de cerca de 22% de peso em relação à peça original. De forma resumida, quanto à forma e geometria, a solução encontrada para o perfil da ponte apresenta maiores índices de rigidez com recurso a menor quantidade de material.

Tabela 5.13 – Valores de tensão máxima obtidos para as diferentes solicitações e situações de apoio da ponte optimizada.

Tipo de Apoio	Tensões axiais [MPa]		Tensões de corte [MPa]			Tensão von Mises
	Peso próprio	Cabeça ao centro	Peso próprio	Cabeça ao centro	Torção	
Extremos Encastrados	2,07	1,60	9,17x10 ⁻²	9,42x10 ⁻²	2,62 x10 ⁻¹	3,76 MPa
Simplemente apoiados	4,28	4,07				6,36 MPa

Analisando os valores listados na Tabela 5.13 é possível verificar que o valor máximo da tensão equivalente de von Mises na peça optimizada diminuiu em ambas as situações de apoio da ponte. Os valores alcançados na peça optimizada são da mesma ordem de grandeza e duas ordens de grandeza inferiores à tensão limite de elasticidade do material.

A partir dos dados obtidos é possível concluir que o perfil optimizado do elemento móvel do eixo Oy - a ponte – também obedece ao critério definido para o Estado Limite de Segurança (ELS), encontrando-se desta forma validada como solução alternativa e melhorada.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco.

Optimização de Desempenho

Após a optimização estrutural dos elementos móveis dos eixos do módulo base do equipamento, e por uma questão de redução de custos ou por maximização de desempenho dos accionamentos actuais, deverá proceder-se ao redimensionamento dos motores de accionamento para o ciclo de trabalho do respectivo eixo.

O processo de optimização dos accionamentos do módulo base inicia-se com a identificação de todas as fases de accionamento, necessárias à produção de uma peça genérica – uma peça quadrada e paralela aos eixos Ox e Oy , que compõem o ciclo de trabalho de cada eixo. Em cada uma das fases do ciclo de trabalho serão identificadas e quantificadas as solicitações dinâmicas que contribuem para o valor máximo de binário a disponibilizar pelo motor de accionamento. O motor seleccionado terá que apresentar, além de uma rotação máxima admissível que respeite a velocidade linear do eixo, um valor de binário máximo, $T_{Máx}$, que seja superior ao valor máximo encontrado nas diversas fases do ciclo de trabalho e um binário nominal, T_N , que seja aproximadamente o dobro da média ponderada de todos binários máximos no respectivo intervalo de tempo, correspondente a cada fase do ciclo de trabalho. O binário nominal será calculado pela seguinte expressão [5]:

$$T_N = \sqrt{\frac{T_{1i}^2 t_{1i} + T_{2i}^2 t_{2i} + \dots + T_{ni}^2 t_{ni}}{t_{1i} + t_{2i} + \dots + t_{ni}}} \quad (\text{Eq. 6.1})$$

Onde T_{ni} corresponde ao binário máximo da fase n do ciclo de trabalho do eixo i durante o intervalo de tempo t_{ni} . De referir que o somatório de todos os intervalos de tempo é igual à duração total do ciclo de trabalho. No final do dimensionamento dos eixos do módulo base da *StoneCut* deverá ser garantida uma aceleração linear em vazio de $a=2,0 \text{ ms}^{-2}$, embora a solução actual apresente valores de aceleração de aproximadamente $a=1,0 \text{ ms}^{-2}$. Os valores de velocidade individual de cada eixo estão condicionados aos actuais, devendo por isso serem mantidos.

Fez parte do estudo dos accionamentos do módulo base da *StoneCut* o desenvolvimento de uma folha de cálculo, garantindo uma maior rapidez e interactividade na resolução do cálculo dos binários em cada fase do ciclo de trabalho de cada eixo.

A escolha do motor deverá ser confirmada posteriormente estimando os momentos de inércia dos elementos móveis e comparando-os com os momentos de inércia do rotor dos respectivos motores de accionamento. Esta relação permitirá quantificar a eficiência da transmissão de potência do accionamento assim como classificar a reacção do motor à solicitação em causa.

6.1 Relação de inércias – Eficiência da Transmissão de Potência

A escolha e dimensionamento de um motor de accionamento passa, como anteriormente referido, também pela comparação do momento de inércia do rotor do motor com o momento de inércia aplicado no veio. Esta comparação permite quantificar a eficiência da transmissão de potência para o sistema e adequar a escolha das necessidade de reacção do motor às solicitações em causa.

É possível demonstrar a eficiência da transmissão de potência mecânica para um sistema recorrendo a uma analogia entre um circuito eléctrico simples e um sistema de accionamento mecânico. Para tal, considere-se uma fonte de alimentação com uma resistência interna R_I a alimentar um circuito composto apenas por uma resistência externa R_E , ou seja, o que se mostra esquematicamente na figura 6.1.



Figura 6.1 – Representação esquemática de um circuito eléctrico com fonte de alimentação e uma resistência externa.

Para o circuito eléctrico representado na figura 6.1, a intensidade de corrente I e a potência transmitida para o circuito P podem ser calculadas pelas seguintes relações:

$$I = \frac{V}{R_I + R_E}, \quad (\text{Eq. 6.2})$$

$$P = R_E I^2, \quad (\text{Eq. 6.3})$$

respectivamente, onde V é a tensão eléctrica do circuito e R_I e R_E as resistências interna e externa respectivamente. Fixando os valores da tensão eléctrica do circuito e da resistência interna da fonte de alimentação e variando os valores de resistência externa é possível verificar que o valor de potência transmitida ao sistema é máximo quando o valor da resistência externa iguala o da resistência interna da fonte de alimentação. Esta situação está representada de forma gráfica na figura 6.2.

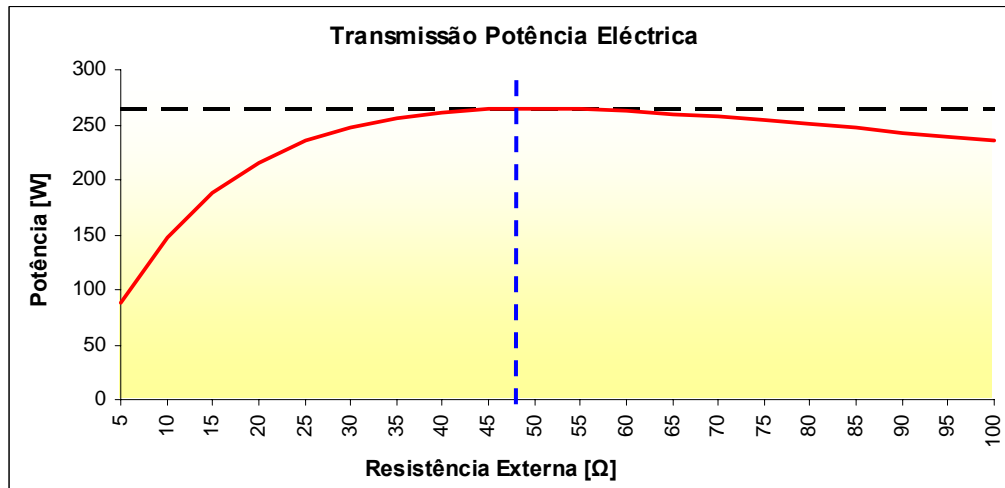


Figura 6.2 – Representação gráfica da curva de potência transmitida para o sistema eléctrico em função das resistências interna da fonte de alimentação e do circuito.

No exemplo apresentado considerou-se um valor de tensão $V=230$ V e de resistência interna $R_I=50$ Ohm. Como se pode verificar, a potência transmitida para o sistema é máxima quando da resistência externa é $R_E=50$ Ohm, ou seja, quando é igual ao valor da resistência interna da fonte de alimentação.

É possível estabelecer uma analogia entre o circuito eléctrico apresentado anteriormente e os sistemas de accionamento mecânico em estudo. Esquemáticamente pode considerar-se o circuito análogo representado na figura 6.3.



Figura 6.3 – Representação esquemática de um circuito mecânico composto por um motor de accionamento e pela inércia do sistema.

Respeitando o princípio da uniformidade dimensional é possível verificar que: (i) a tensão eléctrica, V , é mecanicamente análoga à velocidade angular, ω ; (ii) a intensidade da corrente, I , é mecanicamente análoga ao binário de accionamento, T ; e (iii) a resistência eléctrica, R , é mecanicamente análoga ao inverso do produto da velocidade angular pela inércia, isto é

$$\begin{aligned} V [\text{Volt}] &\Leftrightarrow \omega [\text{rad.s}^{-1}] , \\ I [\text{A}] &\Leftrightarrow T [\text{Nm}], \\ R [\text{Ohm}] &\Leftrightarrow \frac{1}{J\omega} \left[(\text{kg.m}^2\text{s}^{-1})^{-1} \right]. \end{aligned}$$

Manipulando as expressões anteriores pode chegar-se às seguintes relações para o binário de accionamento e para a potência transmitida, por analogia com as propriedades eléctricas:

$$T = \frac{\omega}{\frac{1}{J_S\omega} + \frac{1}{J_M\omega}} \quad (\text{Eq. 6.4})$$

$$P = \frac{1}{J_S\omega} \left(\frac{\omega}{\frac{1}{J_S\omega} + \frac{1}{J_M\omega}} \right)^2 \quad (\text{Eq. 6.5})$$

Respeitando a analogia estabelecida entre as propriedades eléctricas e mecânicas e fixando os valores da velocidade angular de accionamento e da inércia interna do motor, J_M , e fazendo variar os valores da inércia do sistema a accionar, J_S , é possível verificar que o valor da potência transmitida ao sistema é máximo quando $J_M = J_S$. Na figura 6.4 está

representada a curva de potência mecânica transmitida em função da inércia do sistema em accionamento.

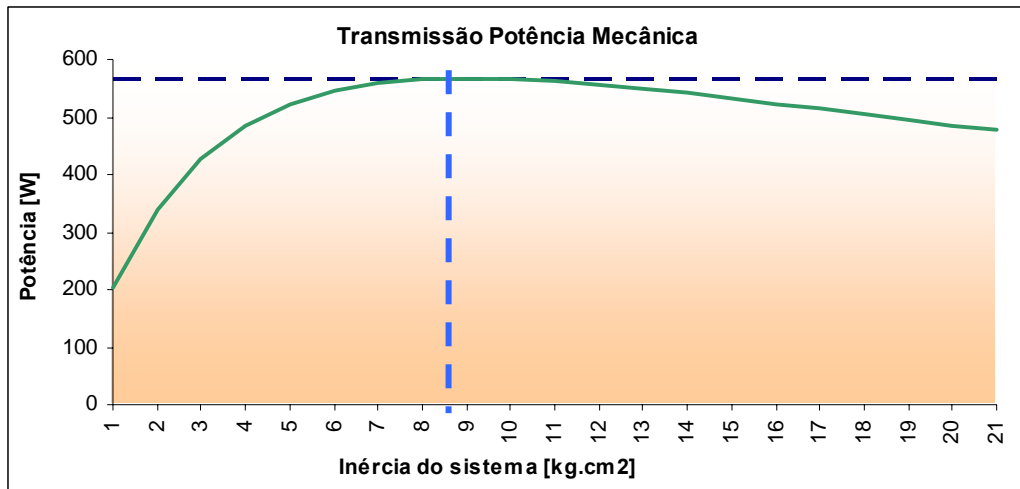


Figura 6.4 – Representação gráfica da curva de potência mecânica transmitida por um motor em função das inércias interna do motor e do sistema a accionar.

Considerou-se uma velocidade de rotação $\omega=136,00 \text{ rad.s}^{-1}$ e uma inércia interna do motor $J_M=9,00 \text{ kg.cm}^2$. Como se pode verificar, através da curva de potência transmitida ao sistema (ver figura 6.4), o valor máximo é alcançado quando as inércias do rotor do motor e do sistema em accionamento têm valores iguais. Nestas condições, o valor máximo do rendimento do motor nunca será superior a 50%, uma vez que metade da potência é consumida no motor e a outra metade será transmitida ao sistema em accionamento. É ainda possível concluir que a inércia do rotor do motor de accionamento deverá sempre ser inferior à inércia do sistema a accionar, pois será energeticamente incorrecto a aplicação de um motor que tenha maior consumo de potência do que o sistema que este acciona.

Como referido, a relação dos momentos de inércias, λ , permite quantificar a eficiência da transmissão de potência para o sistema e adequar a escolha da necessidade de reacção do motor às solicitações em causa. Em aplicações dinâmicas com tempos de resposta muito curtos como, por exemplo, em máquinas de corte por *Laser* ou puncionadoras (onde é comum acelerações da ordem de $a_{cc}=30 \text{ ms}^{-2}$ e velocidades da ordem de $v=200 \text{ m.min}^{-1}$), a relação de inércias deverá ser aproximadamente $\lambda \approx 1$. Para aplicações que envolvam a movimentação de grandes massas com baixas *performances* e com ciclos de trabalho onde os percursos em vazio sejam pouco significativos, como é o caso das fresadoras, o valor estimado de λ poderá apresentar valores compreendidos entre 6 e 8.

Neste equipamento, a *performance* dos accionamentos pode classificar-se como média, uma vez que as velocidades máximas de accionamento têm valores próximos de 25 m.min^{-1} e acelerações de 2 m.s^{-2} . No entanto, os intervalos de tempo dos percursos em vazio deverão ser minimizados. Sendo assim, a relação dos momentos de inércia neste equipamento, λ , deverá apresentar valores compreendidos entre 1,5 e 3, ou seja,

$$1,5 \leq \lambda = \frac{J_{\text{Sistema}}}{J_{\text{Motor}}} \leq 3 \quad (\text{Eq. 6.6})$$

onde J_{Sistema} e J_{Motor} são respectivamente os momentos de inércia do sistema e do rotor do motor de accionamento.

O uso de caixas redutoras nos accionamentos poderá servir para equilibrar a relação de inércias, que é o caso dos eixos Ox e Oy do equipamento em estudo. Resulta da sua aplicação uma redução de inércia igual ao quadrado da relação de transmissão da caixa redutora, somada à sua própria inércia, isto é,

$$J_{\text{Total}} = \frac{J_{\text{Sistema}}}{i^2} + J_{\text{Cx Redutora}} \quad (\text{Eq. 6.7})$$

Nesta situação a relação de inércias será,

$$\lambda = \frac{J_{\text{Total}}}{J_{\text{Motor}}} \quad (\text{Eq. 6.8})$$

De uma forma genérica, o momento de inércia pode definir-se como a resistência que um corpo oferece à rotação em torno de um eixo. Considere-se um corpo de massa m que se pretende fazer rodar em torno de um eixo AA' , situação representada graficamente na figura 6.5 [6].

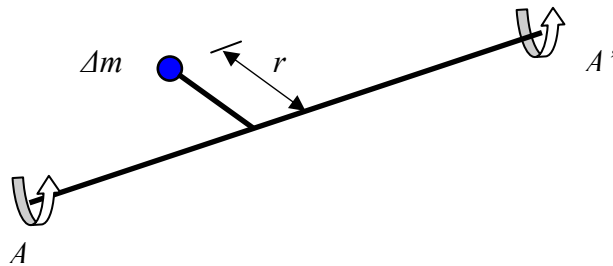


Figura 6.5 – Representação esquemática de um corpo em rotação em torno de um eixo.

Dividindo o corpo em elementos de massa $\Delta m_1, \Delta m_2, \text{ etc.}$, determina-se que a resistência que o corpo oferece à rotação pode ser medida pelo somatório $r_1^2 \Delta m_1 + r_2^2 \Delta m_2 + \dots$. Este

somatório define o momento de inércia do corpo relativamente ao eixo AA' . Aumentando o número de elementos, obtém-se que, no limite, o momento de inércia é igual ao integral

$$I = \int r^2 dm . \quad (\text{Eq. 6.9})$$

O raio de rotação i do corpo relativamente ao eixo AA' define-se por

$$I = i^2 m \quad \text{ou} \quad i = \sqrt{\frac{I}{m}} . \quad (\text{Eq. 6.10})$$

O raio de rotação i representa, portanto, a distância à qual se deverá concentrar toda a massa do corpo para que o seu momento de inércia em relação ao eixo AA' permaneça inalterado, ou seja

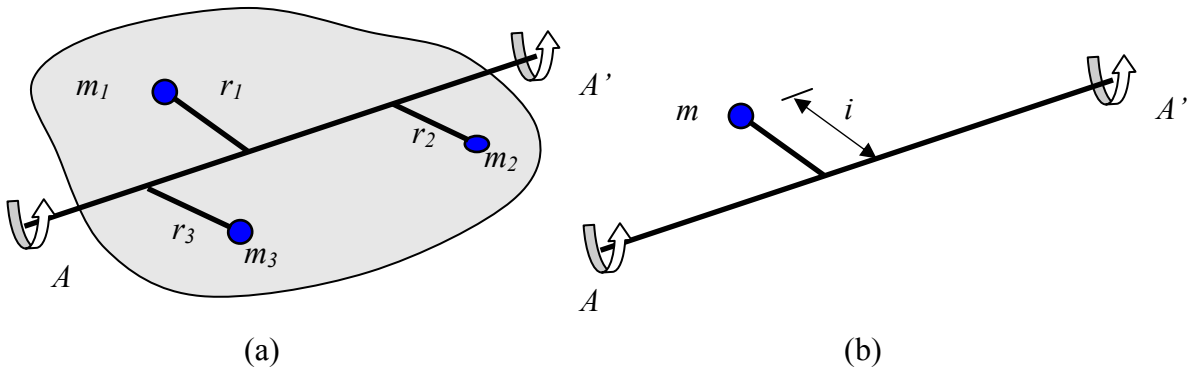


Figura 6.6 - Representação da rotação de um corpo de massa m em torno do eixo AA' nas situações: (a) na forma original e (b) na forma concentrada.

Quer mantenha a sua forma inicial quer esteja concentrado (ver figuras 6.6(a) e (b)), a massa m reagirá da mesma forma a uma rotação em torno de AA' .

O momento de inércia de um corpo relativamente a um eixo coordenado pode exprimir-se em função das coordenadas x, y e z do elemento de massa dm ,

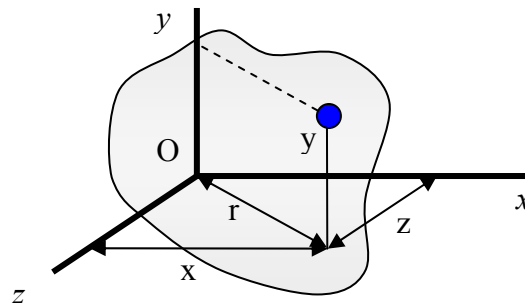


Figura 6.7 - Representação da rotação de um corpo de massa m em função das coordenadas x, y e z .

Notando, por exemplo, que o quadrado da distância r do elemento dm ao eixo Oy é $z^2 + x^2$, pode exprimir-se o momento de inércia do corpo em relação ao eixo Oy como

$$I_y = \int r^2 dm = \int (z^2 + x^2) dm . \quad (\text{Eq. 6.11})$$

Podem obter-se expressões semelhantes para os momento de inércia em relação aos eixos Ox e Oz . Então,

$$I_x = \int r^2 dm = \int (y^2 + z^2) dm , \quad (\text{Eq. 6.12})$$

$$I_y = \int r^2 dm = \int (z^2 + x^2) dm , \quad (\text{Eq. 6.13})$$

$$I_z = \int r^2 dm = \int (x^2 + y^2) dm . \quad (\text{Eq. 6.14})$$

As equações resultantes dos integrais 6.12 a 6.14, para sólidos com formas geométricas mais simples, encontram-se tabeladas. Para um sólido constituído por várias destas formas simples, o momento de inércia relativamente a um dado eixo comum pode obter-se calculando primeiro os momentos de inércia das suas partes componentes relativamente ao eixo pretendido, e somando-os em seguida.

6.2 Accionamento do eixo Oz

O eixo Oz é constituído por um elemento móvel que executa deslocamentos na direcção vertical, cuja precisão e repetibilidade de posicionamento é garantida por um sistema de guias lineares e patins de recirculação de esferas. O accionamento deste eixo é efectuado através do movimento rotativo de um fuso que por sua vez é transformado em movimento linear e transmitido ao elemento móvel por meio de uma porca com recirculação de esferas – a porca de esferas -, tal como está representado na figura 6.8.



Figura 6.8 - Representação de uma montagem de fuso e porca de esferas [7].

Durante a fase de cálculo da solução actual deste eixo foram obtidos valores de resistência e rigidez no fuso muito superiores aos necessários. Consequentemente, deverá apresentar-se o método simplificado de selecção para um fuso que sirva de solução melhorada alternativa de accionamento deste eixo.

Actualmente, o fuso de accionamento do eixo Oz tem um comprimento $L_{FOz}=700$ mm e é um fuso de $\varnothing 32 \times 5$ [mm], ou seja, tem um diâmetro nominal $\varnothing_{Nom}=32$ mm com um passo linear $p=5$ mm por cada rotação do fuso. A uma velocidade linear máxima deste accionamento tem um valor de $V_{Oz}=11$ m.min⁻¹, que deverá ser mantida na solução optimizada.

A estimativa inicial da selecção do fuso é conseguida através do ábaco de velocidade crítica de rotação, fornecido pelo fabricante, em função do diâmetro nominal do fuso e do tipo de montagem da aplicação. Nos passos seguintes são calculados os binários máximo e nominal e, posteriormente, procede-se à escolha da nova solução para o fuso, que deverá ser confirmada pelos valores de carga axial admissível.

A velocidade de rotação máxima, $N_{Máx}$, do fuso para a aplicação em causa é calculada através da seguinte expressão:

$$N_{Máx} = \frac{V_{Oz}}{p} \times 1000. \quad (\text{Eq. 6.15})$$

A velocidade máxima de rotação necessária para esta aplicação, respeitando a velocidade máxima de accionamento e considerando o fuso optimizado de $\varnothing 25 \times 10$ [mm], é de $N_{Máx}=1100$ rpm, valor que não deverá exceder 80% da velocidade crítica indicada pelo fabricante. Esta condição pode ser verificada pelo ábaco representado na figura 6.9 onde, a vermelho, se indica a solução optimizada proposta – um fuso de $\varnothing 25 \times 10$ [mm]. De salientar que o fuso está aplicado no equipamento com uma extremidade fixa por um par de rolamentos de contacto angular e a outra extremidade livre, ou seja, uma aplicação do Tipo IV, tal como indicado.

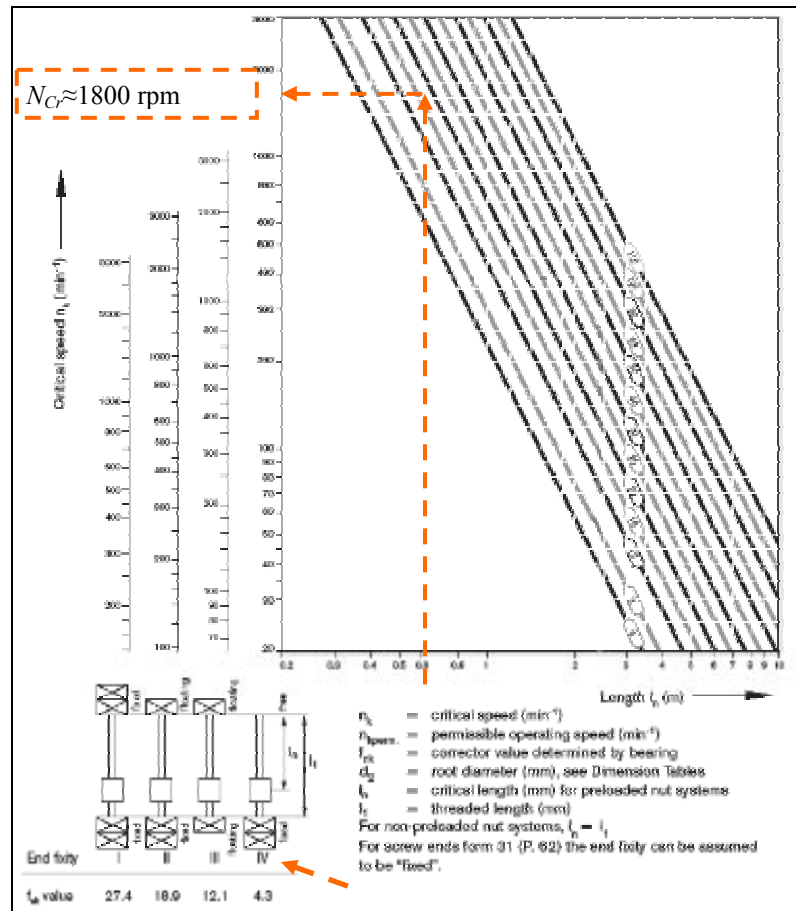


Figura 6.9 – Ábaco de velocidade de rotação crítica de accionamento por fuso e porca de esferas [7].

O eixo Oz , por ser vertical, tem a particularidade de ter o motor de accionamento em carga permanente, devido ao peso do elemento móvel. Atendendo a este facto, e para evitar o sobre-aquecimento do motor, é usual a utilização de um compensador pneumático de carga que anula parte desse esforço. Actualmente, o compensador de carga efectua uma força $F_{Comp}=130$ kgf no sentido ascendente do eixo. No entanto, após a optimização do elemento móvel do eixo Oz , é previsível a redução do valor desta força para $F_{Comp}=110$ kgf e, possivelmente, por uma questão de redução de custos, diminuir o diâmetro do cilindro pneumático.

O ciclo de trabalho do elemento móvel do eixo Oz , para o corte de uma peça genérica, é composto por (i) um movimento descendente em aceleração até alcançar (ii) a velocidade máxima em vazio que se mantém constante até a aproximação ao material a cortar. Segue-se um movimento de (iii) desaceleração até uma paragem instantânea com o disco de corte

na fronteira do material, após a qual, o disco de corte entra no material (iv) em aceleração até atingir (v) a velocidade de corte máxima constante. Depois de garantir a totalidade do corte, o eixo (vi) tem um movimento de desaceleração até parar, de forma, a dar início à (vii) movimentação dos eixos Ox e Oy , na qual o eixo Oz não tem deslocamento apenas mantém a posição. Após finalizar o corte total da peça, o eixo Oz faz (viii) um movimento ascendente em aceleração até alcançar (ix) a velocidade constante de subida até à paragem, por (x) desaceleração, na posição inicial. Na Tabela 6.1 encontram-se reunidos os valores de duração de cada fase no ciclo de trabalho.

Tabela 6.1 –Intervalos de tempo para cada fase do ciclo de trabalho do eixo Oz .

Fase	i	ii	iii	iv	v	vi	vii	viii	ix	x	Total
Tempo[s]	0,09	3,00	0,09	0,09	4,00	0,09	34,46	0,09	3,00	0,09	45,00

Pela análise dos valores indicados na Tabela 6.1 é possível verificar que, durante aproximadamente 75% do tempo de ciclo de corte de uma peça, o eixo Oz não tem deslocamentos, ou seja, $V_{Oz}=0 \text{ m.min}^{-1}$, o que indicia um factor de serviço muito baixo.

No movimento descendente em vazio, o elemento móvel do eixo Oz está sujeito ao conjunto de esforços que se encontram representados e identificados na figura 6.10.

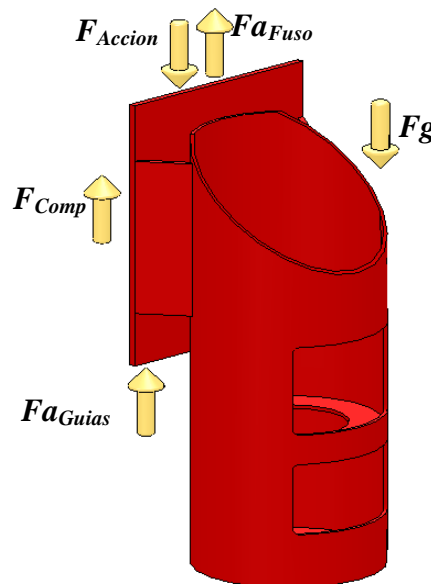


Figura 6.10 - Representação dos esforços aplicados ao elemento móvel do eixo Oz durante a descida em vazio.

Na figura 6.10, F_{Accion} representa a força de accionamento, F_{Comp} a força disponibilizada pelo compensador de carga, Fa_{Guias} a força de atrito desenvolvida no contacto da guia linear com o patim de esferas considerando o coeficiente de atrito $\mu_{Guias}=0,05$ e Fa_{Fuso} a força de atrito desenvolvida por acção da pré-carga no contacto do fuso com a porca de esferas. Os esforços representados na figura 6.10, correspondem ao caso particular de movimento acelerado descendente do elemento móvel do eixo Oz , em caso de desaceleração no deslocamento descendente, o valor e o sentido dos esforços representados permanecem iguais, com excepção da força de accionamento F_{Accion} e respectiva força de atrito de pré-carga entre o fuso e a porca de esferas que alteram de valor e de sentido. A pré-carga de contacto entre o fuso e a porca de esferas quantifica a rigidez e precisão desta ligação e, segundo as indicações do fabricante, o seu valor pode variar entre 5% e um-terço da força de accionamento do fuso. Neste cálculo, a força de atrito desenvolvida por acção da pré-carga, Fa_{Fuso} , será considerada no limite máximo possível de fornecimento [7 - 9], ou seja,

$$Fa_{Fuso} = \mu_{Fuso} \frac{F_{Accion}}{3}, \quad (\text{Eq. 6.16})$$

onde $\mu_{Fuso}=0,1$ é o coeficiente de atrito entre o fuso e a porca de esferas.

Aplicando a segunda Lei de Newton ao sistema de esforços representados na figura 6.10 obtém-se a seguinte expressão,

$$F_{Accion} + Fg - Fa_{Fuso} - Fa_{Guias} - F_{Comp} = ma. \quad (\text{Eq. 6.17})$$

O binário máximo a desenvolver pelo motor na aceleração de um accionamento do tipo fuso e porca de esferas é calculado a partir da seguinte equação [10]:

$$T_{1z} = \frac{p}{2\pi\eta_{FPesf}} \times F_{Accion} + T_{Motor}, \quad (\text{Eq. 6.18})$$

onde p é o passo do fuso, ou seja o deslocamento linear por cada volta do fuso, η_{FPesf} representa a eficiência da transmissão entre o fuso e a porca de esferas e T_{Motor} é o binário necessário para acelerar o rotor do motor, ou seja,

$$T_{Motor} = J_{Motor} \alpha. \quad (\text{Eq. 6.19})$$

Na expressão anterior, J_{Motor} é a inércia do rotor, fornecida pelo fabricante do motor, e α representa a aceleração angular do eixo, obtida a partir da expressão

$$\alpha = \frac{d\omega}{dt}. \quad (\text{Eq. 6.20})$$

dt representa o intervalo de tempo correspondente à aceleração do eixo e $d\omega$ é a variação da velocidade angular que é obtida a partir da seguinte expressão:

$$d\omega = \frac{2\pi}{60} dN . \quad (\text{Eq. 6.21})$$

Resolvendo a equação 6.17 em ordem à força de accionamento, F_{Accion} , e substituindo este valor na equação 6.18, obtém-se a seguinte expressão para o cálculo do binário máximo na primeira fase do ciclo de trabalho do eixo Oz :

$$T_{1z} = \frac{p}{2\pi\eta_{FPesf}} \frac{3[m(a - g + g\mu_{Guias}) + F_{Comp}]}{3 - \mu_{Fuso}} + J_{Motor} \alpha . \quad (\text{Eq. 6.22})$$

Na figura 6.11 estão representadas e identificadas todas as solicitações dinâmicas a que o elemento móvel do eixo Oz está sujeito durante os deslocamentos de corte e de subida.

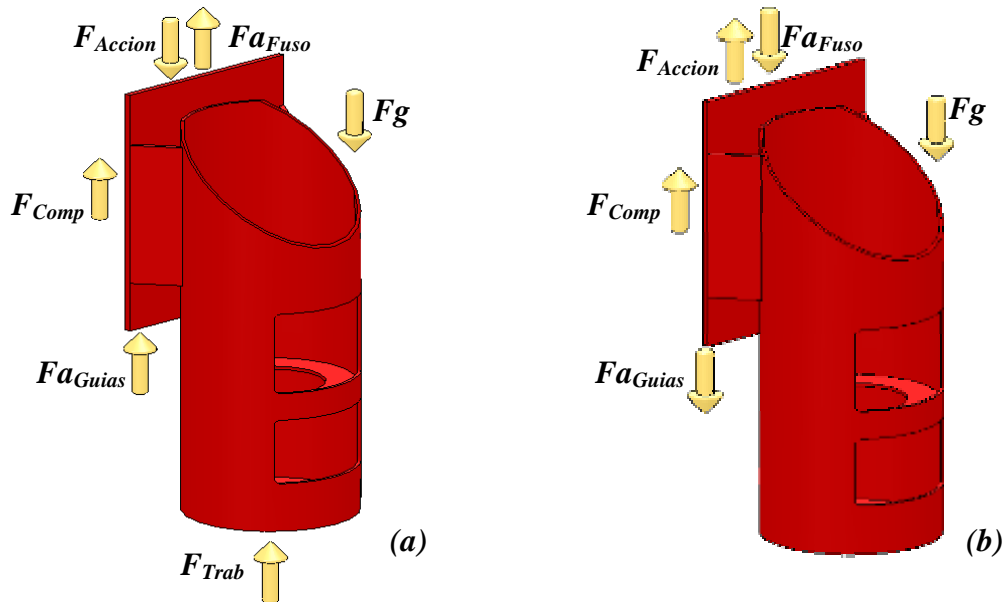


Figura 6.11 - Representação dos esforços aplicados ao elemento móvel do eixo Oz durante as fases de (a) descida em corte e de (b) subida.

Na figura 6.11, além dos esforços já identificados anteriormente, F_{Trab} representa o esforço de trabalho desenvolvido pela entrada do disco de corte no material a cortar, tal como foi considerado no Capítulo 5, o valor de $F_{Trab}=80$ kgf. Aplicando o mesmo procedimento seguido para o cálculo do binário máximo na primeira às restantes fases do ciclo de trabalho do eixo Oz , considerando a condição de equilíbrio ou a de aceleração consoante o

tipo de movimento em causa, obtém-se as expressões para o cálculo do binário máximo que se encontram reunidas na Tabela 6.2.

Tabela 6.2 – Equações para o cálculo dos valores máximos de binário nas diferentes fases do ciclo de trabalho do eixo Oz .

Fase	Equações Binário Máximo – Eixo Oz	Valor [Nm]
i	$T_{1z} = \frac{p}{2\pi\eta_{FPesf}} \frac{3[m(a - g + g\mu_{Guias}) + F_{Comp}]}{3 - \mu_{Fuso}} + J_{Motor}\alpha$	0,45
ii	$T_{2z} = \frac{p}{2\pi\eta_{FPesf}} \frac{3[m(g\mu_{Guias} - g) + F_{Comp}]}{3 - \mu_{Fuso}}$	-0,38
iii	$T_{3z} = \frac{p}{2\pi\eta_{FPesf}} \frac{3[m(a + g - g\mu_{Guias}) - F_{Comp}]}{3 - \mu_{Fuso}} + J_{Motor}\alpha$	-1,21
iv	$T_{4z} = \frac{p}{2\pi\eta_{FPesf}} \frac{3[m(a_{Cut} - g + g\mu_{Guias}) + F_{Comp} + F_{Trab}]}{3 - \mu_{Fuso}} + J_{Motor}\alpha$	1,34
v	$T_{5z} = \frac{p}{2\pi\eta_{FPesf}} \frac{3(mg\mu_{Guias} - mg + F_{Comp} + F_{Trab})}{3 - \mu_{Fuso}}$	0,74
vi	$T_{6z} = \frac{p}{2\pi\eta_{FPesf}} \frac{3[m(-a_{Cut} + g - g\mu_{Guias}) - F_{Comp}]}{3 - \mu_{Fuso}} + J_{Motor}\alpha$	-0,73
vii	Não aplicável, movimentação dos eixos Ox e Oy	0,00
viii	$T_{8z} = \frac{p}{2\pi\eta_{FPesf}} \frac{3[m(a + g + g\mu_{Guias}) - F_{Comp}]}{3 + \mu_{Fuso}} + J_{Motor}\alpha$	-1,38
ix	$T_{9z} = \frac{p}{2\pi\eta_{FPesf}} \frac{3[m(g + g\mu_{Guias}) - F_{Comp}]}{3 + \mu_{Fuso}}$	-0,58
x	$T_{10z} = \frac{p}{2\pi\eta_{FPesf}} \frac{3[m(a - g - g\mu_{Guias}) + F_{Comp}]}{3 - \mu_{Fuso}} + J_{Motor}\alpha$	-0,21

Os valores apresentados dos binários máximos têm em conta a inércia do motor da solução actual. Por convenção, estes valores são positivos quando o esforço realizado pelo motor é no sentido descendente e negativos no sentido contrário. Nos movimentos acelerados durante o corte, fases (iv) e (vi), a variável a_{Cut} representa a aceleração do eixo em corte, valor obtido em função da velocidade máxima de corte, no mesmo intervalo de tempo da aceleração linear em vazio. Da análise da Tabela 6.2 é ainda possível concluir que os

valores máximos de binário a disponibilizar pelo motor ocorrem nas fases (iv) e (viii) do ciclo de trabalho, que corresponde à situação limite possível mas pouco provável do eixo acelerar em corte efectivo e à fase do movimento ascendente em aceleração, respectivamente.

Após a caracterização e quantificação dos binários envolvidos em cada fase do ciclo de trabalho é possível calcular o binário nominal da aplicação. O binário nominal corresponde à média ponderada de todos binários máximos, no intervalo de tempo correspondente a cada fase do ciclo de trabalho. O binário nominal de accionamento do elemento móvel do eixo Oz , no ciclo de trabalho definido, é $T_N=0,31$ Nm.

Para validação do motor é necessário estimar a relação de inércias. Neste eixo a inércia do sistema é composta pela soma das inércias do fuso de accionamento, J_{Fuso} , do elemento móvel do eixo, J_{ElMov} e do acoplamento elástico de transmissão entre o motor e o fuso, J_{Acop} . Assim, a inércia do sistema será [11, 12],

$$J_{Sistema} = J_{Fuso} + J_{ElMov} + J_{Acop} , \quad (Eq. 6.23)$$

onde

$$J_{ElMov} = \frac{mp}{4\pi} \quad (Eq. 6.24)$$

e

$$J_{Fuso} = \frac{\pi d^4 L \rho}{32} . \quad (Eq. 6.25)$$

Nas equações anteriores para o cálculo da inércia do sistema, m representa a massa do elemento móvel optimizado do eixo Oz . p , d e L representam o passo, o diâmetro nominal e o comprimento do fuso, respectivamente, e ρ o peso específico do fuso. Neste cálculo considerou-se o fuso de aço ($\rho=7800$ kg.m⁻³). Nestas condições, o valor calculado para a inércia do sistema é $J_{Sist}=7,64$ kgcm², o que significa que a relação de inércias é $\lambda=2,70$. Desta forma é possível concluir que, em termos de inércia do rotor, o motor da solução actual também é solução para a nova aplicação.

Na Tabela 6.3 estão reunidas as propriedades mecânicas do motor de accionamento do eixo Oz da solução actual e as necessárias à aplicação considerando a optimização do elemento móvel do eixo Oz e respectivo fuso de accionamento.

Tabela 6.3 – Propriedades mecânicas do motor de accionamento do eixo *Oz* actual e necessárias para a solução optimizada.

	Binário Nominal [Nm]	Binário Máximo [Nm]	Rotação Máxima [rpm]	Inércia [kg.cm²]
Optimização	0,31	1,38	1100	7,64
Motor da Solução Actual [13]	1,77	12,00	4000	2,82

Pela análise dos valores da Tabela 6.3 é possível concluir que o motor da solução actual está sobredimensionado para esta aplicação, uma vez que, por exemplo, o binário nominal do motor é cerca de 6 vezes superior ao binário nominal necessário para a aplicação, quando não deveria exceder o dobro. No entanto, o motor a seleccionar para a nova aplicação deverá ter valores de inércia do rotor semelhantes ao da solução actual, de forma a manter constante o valor da relação de inércias.

Após o cálculo dos binários envolvidos em cada fase do ciclo de trabalho é possível validar a solução encontrada para o fuso de accionamento. Para tal é necessário calcular o valor máximo de força axial de accionamento da aplicação que coincide com o valor máximo de binário a disponibilizar pelo motor. Esta condição verifica-se na fase (viii) do ciclo de trabalho, onde é possível obter a seguinte expressão para a força de accionamento,

$$F_{Accion} = \frac{3[m(a + g + g\mu_{Guias}) - F_{Comp}]}{3 + \mu_{Fuso}}. \quad (\text{Eq. 6.26})$$

O valor da força máxima de accionamento do eixo *Oz* é $F_{Accion} = 622,22$ N, que deverá ser inferior ao valor máximo de força axial admitida pelo fuso. Esta condição pode ser verificada pelo ábaco de força axial admissível fornecido pelo fabricante (representado na figura 6.12). Nesta figura é possível confirmar que a força máxima admissível para o fuso Ø25x10 [mm] é aproximadamente $F_{Adm} = 12000$ N. Devido à elevada capacidade de carga axial deste fuso, poderia eventualmente considerar-se a utilização de um fuso com o diâmetro nominal inferior como, por exemplo, o de Ø16 mm, o que obrigaria também a uma alteração do passo do fuso uma vez que, para o fabricante em causa, o fuso de diâmetro nominal Ø16 mm, o passo $p = 10$ mm não está disponível.

Desta forma fica validada a solução para o fuso de Ø25x10 [mm] como alternativa melhorada para o accionamento do eixo *Oz*.

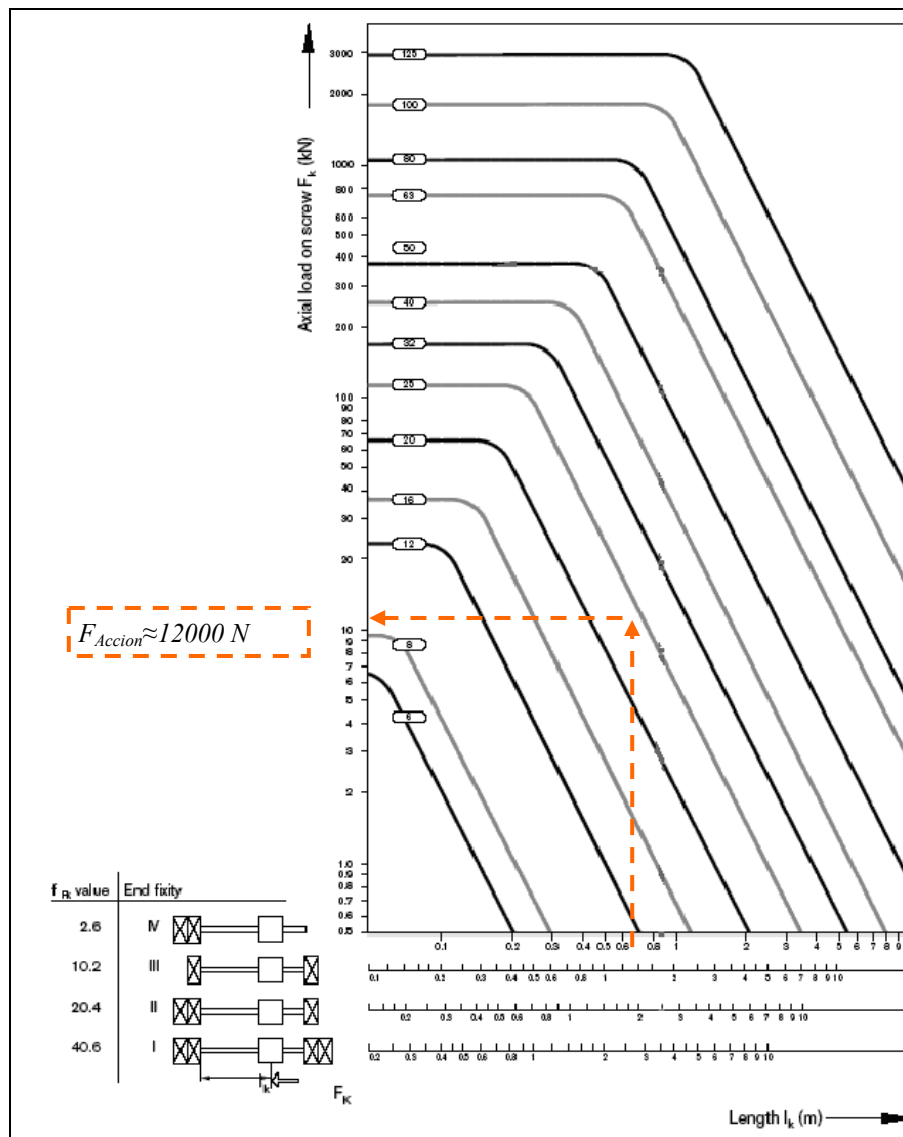


Figura 6.12 – Ábaco de força axial admissível do fuso de accionamento Oz [7].

6.3 Accionamento do eixo Ox

O eixo Ox serve de suporte ao elemento móvel do eixo Oz e garante o deslocamento longitudinal da cabeça de corte ao longo da ponte. Tal como acontece nos eixos Oz e Oy , a precisão do posicionamento neste eixo também é garantida através de guias lineares de esferas. O eixo Ox é accionado através de um pinhão de dentes helicoidais que, engrenado numa cremalheira linear de precisão, transforma a rotação do motor em deslocamento linear.

O accionamento por pinhão e cremalheira linear tem a vantagem de poder ser utilizado sem limitação de curso, pois o elemento em rotação não depende da dimensão do curso do eixo, o que também induz menos inércia a accionar. Outra das vantagens da utilização desta forma de accionamento é que o atrito desenvolvido na engrenagem é de tal modo reduzido que pode ser desprezado, pois o contacto entre o pinhão e a cremalheira faz-se apenas numa área muito reduzida dos dentes engrenados.

A principal desvantagem do accionamento por pinhão e cremalheira linear é a sensibilidade do alinhamento da cremalheira. Tal significa que em eixos com curso relativamente curtos, que permitam a utilização do accionamento por fuso, este último possa ter um custo de aplicação mais reduzido.

Actualmente o eixo Ox é accionado por um pinhão de módulo $m=2$ com $Z=20$ dentes e o passo efectivo desta engrenagem é $p=6,67$ mm por cada dente. Esta é uma solução já testada e não deverá ser modificada pois o módulo da cremalheira é o mais pequeno disponível no mercado para a classe de precisão em causa. A ligação entre o motor e o pinhão de accionamento, tal como representado na figura 6.13, é feita através de uma caixa redutora epicycloidal com uma relação de transmissão $i=7$.



Figura 6.13 – Representação de uma engrenagem do tipo pinhão e cremalheira com caixa redutora [14].

No dimensionamento deste eixo deverá ser garantida uma aceleração linear $a=2 \text{ ms}^{-2}$ e uma velocidade $V_{ox}=25 \text{ m.min}^{-1}$. A velocidade de rotação máxima necessária para o motor, N_{Ox} é calculada pela expressão

$$N_{Ox} = \frac{V_{Ox} i}{Zp}. \quad (\text{Eq. 6.27})$$

O procedimento de cálculo para o accionamento do eixo Ox é semelhante ao seguido para o eixo Oz , ou seja, de forma resumida, inicialmente a definição do ciclo de trabalho para produção de uma peça genérica, seguida da identificação dos esforços aplicados no elemento móvel do eixo e cálculo dos binários máximos necessários em cada fase do ciclo de trabalho. Por fim, o cálculo do binário nominal da aplicação e do valor da inércia do accionamento que servirá para validação do motor da solução através da relação de inércias.

O ciclo de trabalho do elemento móvel do eixo Ox , para o corte da peça genérica considerada, é composto por (i) um movimento acelerado até alcançar a (ii) velocidade máxima constante em vazio para aproximação ao material a cortar. Segue-se (iii) um movimento de desaceleração até parar, (iv) entrada do disco de corte no material com o deslocamento apenas do eixo Oz , (v) aceleração em corte até atingir a (vi) velocidade de corte constante, na aproximação ao final do corte o eixo descreve (vii) um movimento em desaceleração até parar, de forma a dar início ao (viii) movimento do eixo Oy para corte da peça, onde o eixo Ox apenas mantém a posição. Após finalizar o corte, o eixo fará um movimento (ix) em aceleração até alcançar a (x) velocidade constante em vazio até (xi) à paragem na posição inicial. Na Tabela 6.4 encontram-se reunidos os valores de duração de cada fase no ciclo de trabalho do eixo Ox .

Tabela 6.4 – Intervalos de tempo para cada fase do ciclo de trabalho do eixo Ox .

Fase	i	ii	iii	iv	v	vi	vii	viii	ix	x	xi	Total
Tempo [s]	0,21	5,0	0,21	7,0	0,21	13,37	0,21	13,37	0,21	5,0	0,21	45,0

Pela análise dos valores da Tabela 6.4 é possível verificar que os intervalos de tempo para cada fase do ciclo de trabalho do eixo Ox são mais equilibrados que os do eixo Oz , o que significa que este eixo tem um factor de serviço, ou seja, um grau de utilização, mais elevado e contínuo do que o eixo Oz .

Na figura 6.14 estão representadas e identificadas as solicitações dinâmicas a que o elemento móvel do eixo Ox está sujeito durante os deslocamentos quer em vazio quer em corte.

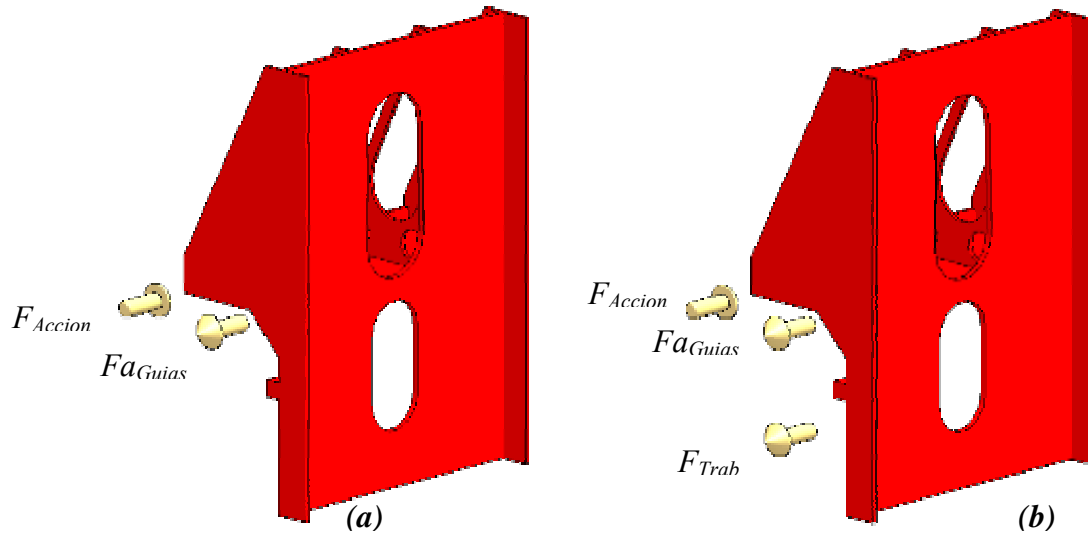


Figura 6.14– Representação dos esforços aplicados ao elemento móvel do eixo Ox durante os deslocamentos (a) em vazio e (b) em corte.

Nas diversas fases do ciclo de trabalho, o valor do binário máximo a desenvolver pelo motor pode calcular-se recorrendo à seguinte equação:

$$T_{ix} = \frac{Zp}{2\pi\eta_{PCrem}\eta_{CxRed}i} F_{Accion} + T_{Motor} + T_{CxRed} , \quad (\text{Eq. 6.28})$$

onde, além das variáveis anteriormente identificadas, η_{PCrem} representa a eficiência da transmissão na engrenagem entre o pinhão e a cremalheira, η_{CxRed} a eficiência da caixa redutora, T_{Motor} e T_{CxRed} são os binários necessários para o accionamento do rotor do motor e da caixa redutora, respectivamente, a considerar apenas em movimentos acelerados. Na Tabela 6.5 estão reunidas as expressões para o cálculo dos binários máximos resultantes da aplicação das condições de equilíbrio em cada fase do ciclo de trabalho do eixo Ox .

Tabela 6.5 – Equações para o cálculo e respectivos valores máximos de binário nas diferentes fases do ciclo de trabalho do eixo Ox .

Fase	Equações Binário Máximo – Eixo Ox	Valor [Nm]
i	$T_{1x} = \frac{zp}{2\pi\eta_{PCrem}\eta_{CxRed}i} m(a + g\mu_{Guias}) + T_{Motor} + T_{CxRed}$	3,70
ii	$T_{2x} = \frac{zp}{2\pi\eta_{PCrem}\eta_{CxRed}i} mg\mu_{Guias}$	0,50
iii	$T_{3x} = \frac{zp}{2\pi\eta_{PCrem}\eta_{CxRed}i} m(a - g\mu_{Guias}) + T_{Motor} + T_{CxRed}$	-2,70
iv	Não aplicável - Movimentação do eixo Oz	0,00
v	$T_{5x} = \frac{zp}{2\pi\eta_{PCrem}\eta_{CxRed}i} [m(a_{Cut} + g\mu_{Guias}) + F_{Trab}] + T_{Motor} + T_{CxRed}$	4,55
vi	$T_{6x} = \frac{zp}{2\pi\eta_{PCrem}\eta_{CxRed}i} (mg\mu_{Guias} + F_{Trab})$	3,36
vii	$T_{7x} = \frac{zp}{2\pi\eta_{PCrem}\eta_{CxRed}i} [m(-a_{Cut} - g\mu_{Guias}) - F_{Trab}] + T_{Motor} + T_{CxRed}$	-2,25
viii	Não aplicável - Movimentação do eixo Oy	0,00
ix	O binário máximo desta fase é simétrico ao da fase i	-3,70
x	O binário máximo desta fase é simétrico ao da fase ii	-0,50
xi	O binário máximo desta fase é simétrico ao da fase iii	2,70

Os valores de binário máximo reunidos na Tabela 6.5, têm sinal positivo se a força de accionamento do motor é no sentido positivo do eixo e negativos se esta força for de sentido contrário. Como é possível verificar pela análise dos valores da Tabela 6.5, o valor máximo de binário é alcançado no fase (v), que corresponde à fase de aceleração em corte. Considerando os valores de binário máximo e os respectivos intervalos de tempo de aplicação, o valor de binário nominal de accionamento do elemento móvel do eixo Ox , no ciclo de trabalho definido, é $T_N=1,93$ Nm.

Para o cálculo da relação de inércias do accionamento, deverá considerar-se que a inércia do sistema é composta pela soma das inércias do pinhão de accionamento, $J_{Pinhão}$, e do elemento móvel do eixo, J_{ElMov} . Como foi referido na Secção 6.1, a utilização da caixa redutora no accionamento reduz a inércia do sistema proporcionalmente ao quadrado da relação de transmissão. Então,

$$J_{Total} = \frac{J_{Pinhão} + J_{ElMov}}{i^2} + J_{Cx Redutora}, \quad (\text{Eq. 6.29})$$

onde J_{CxRed} é o valor de inércia da caixa redutora, valor que é fornecido pelo fabricante e onde as expressões para o cálculo de J_{ElMov} e $J_{Pinhão}$ são

$$J_{ElMov} = \frac{mz^2 p^2}{4\pi^2}, \quad (\text{Eq. 6.30})$$

$$J_{Pinhão} = \frac{z^4 p^4 h \rho}{32\pi^3}, \quad (\text{Eq. 6.31})$$

respectivamente. Nas equações anteriores, $h = 24,0$ mm e $\rho = 7800$ kg.m⁻³ representam a altura e o peso específico do material do pinhão, respectivamente. Nestas condições, a relação de inércias do accionamento do eixo Ox é $\lambda = 1,58$.

Na Tabela 6.6 estão reunidas quer as propriedades mecânicas do motor de accionamento do eixo Ox da solução actual quer as necessárias à aplicação considerando as optimizações do elemento móvel do eixo Ox e do respectivo accionamento.

Tabela 6.6 – Propriedades mecânicas do motor de accionamento do eixo Ox actual e as necessárias na solução optimizada.

	Binário Nominal [Nm]	Binário Máximo [Nm]	Rotação Máxima [rpm]	Inércia [kg.cm²]
Optimização	1,93	4,55	1300	26,90
Motor da Solução Actual [13]	2,94	14,01	3000	16,95

Pela análise dos valores indicados na Tabela 6.6 é possível concluir que a *performance* do motor da solução actual não é suficiente para as condições analisadas, uma vez que o valor do binário nominal do motor deveria ser pelo menos o dobro do necessário para aplicação. O motor ideal para esta aplicação deveria de apresentar um valor de binário nominal $T_N \approx 3,80$ Nm e valores inferiores de binário máximo e de inércia do rotor, ou seja, $T_{Máx} \approx 10$ Nm e $J_{Motor} \approx 10$ kg.cm². De salientar que a solução proposta tem em consideração um valor de aceleração linear de accionamento $a_{cc} = 2$ ms⁻², aproximadamente o dobro do da solução actual, factor determinante para as diferenças obtidas para os valores de binário nominal da aplicação e do motor.

6.4 Accionamento do eixo Oy

O eixo Oy é o responsável pela movimentação da ponte, que se desloca apoiada em dois patins em cada extremo que garantem a precisão através das guias lineares de esferas e da ligação ao eixo de accionamento. Devido ao comprimento da ponte, é necessário utilizar dois motores de accionamento de forma a garantir o alinhamento e a perpendicularidade da ponte com o eixo Oy . O sincronismo destes dois motores de accionamento é garantido electronicamente em Gantry.

Na solução actual, o conjunto da ponte com a cabeça de corte completa e com todos os elementos necessários ao seu funcionamento, tem uma massa total $M_{TOy}=1100$ kg, sendo cada motor do eixo Oy responsável por accionar metade dessa massa. Após a optimização estrutural proposta no capítulo anterior, o peso total da ponte será $M_{TOy}=920$ kg, ou seja, cada motor accionará $M_{Oy}=460$ kg, o que significa uma redução de 17% na massa a movimentar.

Para que os accionamentos dos eixos Ox , Oy e Oz , que compõem o módulo base do equipamento tenham motores de accionamento dentro da mesma classe de *performance*, é necessário recorrer a caixas redutoras no accionamento do fuso do eixo Oy . Este eixo é accionado por um fuso de $\varnothing 32 \times 40$ [mm] e a caixa redutora tem uma relação de transmissão $i=5$. Nestas condições, neste eixo deverá ser garantida uma velocidade linear $V_{oy}=24$ m.min⁻¹. A velocidade de rotação máxima necessária para o motor, N_{oy} é calculada com a expressão

$$N_{oy} = \frac{V_{oy} i}{p}. \quad (\text{Eq. 6.32})$$

Por se tratar de um accionamento por fuso e porca de esferas, o procedimento de cálculo para o eixo Oy é semelhante ao efectuado para o eixo Oz . Porém, a utilização de caixas redutoras, o ciclo de trabalho, a identificação dos esforços aplicados no elemento móvel do eixo e o cálculo dos binários máximos necessários em cada fase do ciclo de trabalho são idênticos aos considerados no dimensionamento do eixo Ox . Após o cálculo destes parametros proceder-se-á ao cálculo do binário nominal da aplicação e do valor da inércia do accionamento, que servirá para validação do motor da solução através da relação de inércias.

O ciclo de trabalho do elemento móvel do eixo Oy é semelhante ao do eixo Ox e é composto por (i) um movimento acelerado até alcançar a (ii) velocidade máxima constante

em vazio para aproximação ao material a cortar. Segue-se (iii) um movimento de desaceleração até parar, (iv) entrada do disco de corte no material com o deslocamento apenas do eixo Oz , (v) movimento do eixo Ox para corte da peça, onde o eixo Oy não tem deslocamentos apenas mantém a posição. Após o eixo Ox finalizar a sua sequência de movimentos, o eixo Oy (vi) acelera em corte até atingir a (vii) velocidade de corte constante, na aproximação ao final do corte o eixo descreve (viii) um movimento em desaceleração até parar, finalizando desta forma o corte da peça. Em seguida faz um movimento (ix) em aceleração até alcançar a (x) velocidade constante em vazio até (xi) à paragem na posição inicial. Na Tabela 6.7 encontram-se reunidos os valores de duração de cada fase no ciclo de trabalho do eixo Oy .

Tabela 6.7 – Intervalos de tempo para cada fase do ciclo de trabalho do eixo Oy .

Fase	i	ii	iii	iv	v	vi	vii	viii	ix	x	xi	Total
Tempo[s]	0,20	5,00	0,20	7,00	13,37	0,20	13,43	0,20	0,20	5,00	0,20	45,0

Nas figuras 6.15 e 6.16 representam-se e identificam-se as solicitações dinâmicas que o elemento móvel do eixo Oy está sujeito durante os deslocamentos em vazio e em corte, respectivamente.

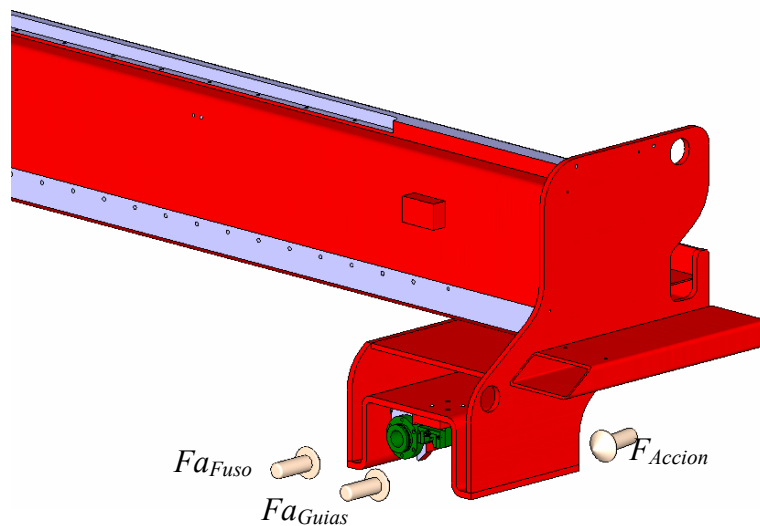


Figura 6.15 – Representação dos esforços aplicados ao elemento móvel do eixo Ox durante os deslocamentos em vazio.

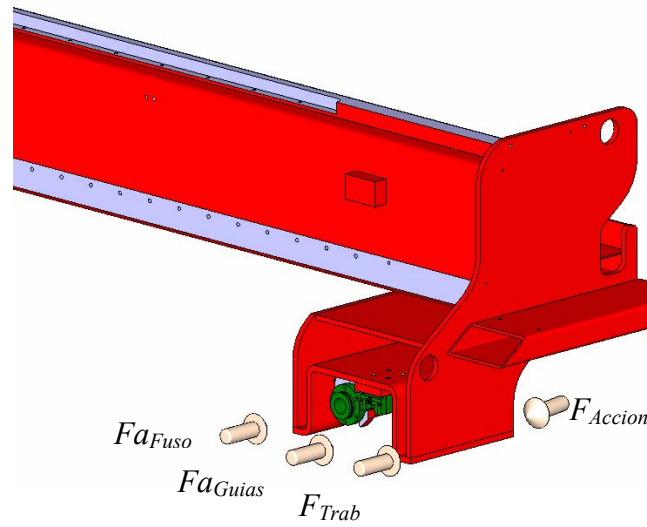


Figura 6.16 – Representação dos esforços aplicados ao elemento móvel do eixo Ox durante os deslocamentos em corte.

Nas diversas fases do ciclo de trabalho, o valor do binário máximo a desenvolver pelo motor é dado pela relação

$$T_{ix} = \frac{P}{2\pi\eta_{FPesf}\eta_{CxRed}i} F_{Accion} + T_{Motor} + T_{CxRed} \quad (\text{Eq. 6.33})$$

Tal como referido na secção anterior, T_{Motor} e T_{CxRed} são os binários necessários para a rotação do rotor do motor e accionamento da caixa redutora, respectivamente. Estes valores só serão tomados em consideração no caso de movimentos acelerados. Na Tabela 6.8 estão reunidas as expressões para o cálculo dos binários máximos resultantes da aplicação das condições de equilíbrio em cada fase do ciclo de trabalho do eixo Ox .

Tabela 6.8 – Equações para o cálculo e respectivos valores máximos de binário nas diferentes fases do ciclo de trabalho do eixo Oy .

Fase	Equações Binário Máximo – Eixo Oy	Valor [Nm]
i	$T_{1y} = \frac{p}{2\pi\eta_{FPesf}\eta_{CxRed}i} \frac{3m(a + g\mu_{Guias})}{3 - \mu_{Fuso}} + T_{Motor} + T_{CxRed}$	2,30
ii	$T_{2y} = \frac{p}{2\pi\eta_{FPesf}\eta_{CxRed}i} \frac{3mg\mu_{Guias}}{3 - \mu_{Fuso}}$	0,31
iii	$T_{3y} = \frac{p}{2\pi\eta_{FPesf}\eta_{CxRed}i} \frac{3m(a - g\mu_{Guias})}{3 - \mu_{Fuso}} + T_{Motor} + T_{CxRed}$	-1,68
iv	Não aplicável - Movimentação do eixo Oz	0,00
v	Não aplicável - Movimentação do eixo Ox	0,00
vi	$T_{6y} = \frac{zp}{2\pi\eta_{FPesf}\eta_{CxRed}i} \frac{3(ma_{Cut} + mg\mu_{Guias} + F_{Trab})}{3 - \mu_{Fuso}} + T_{Motor} + T_{CxRed}$	2,16
vii	$T_{7y} = \frac{zp}{2\pi\eta_{FPesf}\eta_{CxRed}i} \frac{3(mg\mu_{Guias} + F_{Trab})}{3 - \mu_{Fuso}}$	1,41
viii	$T_{6y} = \frac{zp}{2\pi\eta_{FPesf}\eta_{CxRed}i} \frac{3(ma_{Cut} - mg\mu_{Guias} - F_{Trab})}{3 - \mu_{Fuso}} + T_{Motor} + T_{CxRed}$	-0,66
ix	O binário máximo desta fase é simétrico ao da fase i	-2,30
x	O binário máximo desta fase é simétrico ao da fase ii	-0,31
xi	O binário máximo desta fase é simétrico ao da fase iii	1,68

Da análise da Tabela 6.8, é possível verificar que o valor máximo de binário ocorre nas acelerações em vazio – fases (i) e (vii) –, ao contrário dos eixos Ox e Oz onde o valor máximo de binário ocorre durante o corte. Resultado da maior influência da massa em movimentação em relação aos esforços de trabalho, nas acelerações consideradas.

Considerando os valores de binário máximo e os respectivos intervalos de tempo de aplicação, o valor de binário nominal de accionamento do elemento móvel do eixo Ox , no ciclo de trabalho definido, é $T_N=0,87$ Nm.

Para o cálculo da relação de inércias do accionamento deste eixo, deverá considerar-se que a inércia do sistema é composta pela soma das inércias do fuso de accionamento, J_{Fuso} , do elemento móvel do eixo, J_{ElMov} , e do acoplamento elástico de transmissão entre o motor e o fuso, J_{Acop} , valor que é fornecido pelo fabricante. Para o cálculo da inércia total ao motor, J_{Total} , deverá ser considerada a influência da caixa redutora, obtida pela seguinte expressão:

$$J_{Total} = \frac{J_{Fuso} + J_{ElMov} + J_{Acop}}{i^2} + J_{Cx Redutora}, \quad (\text{Eq. 6.34})$$

onde J_{ElMov} e J_{Fuso} são obtidas pelas equações

$$J_{ElMov} = \frac{mp}{4\pi}, \quad (\text{Eq. 6.35})$$

$$J_{Fuso} = \frac{\pi d^4 L \rho}{32}, \quad (\text{Eq. 6.36})$$

respectivamente. Considerando que $L=2,9$ m é o comprimento do fuso, a relação de inércias do accionamento do eixo Oy é $\lambda=3,62$.

Na Tabela 6.9 estão reunidas quer as propriedades mecânicas do motor de accionamento do eixo Oy da solução actual quer as necessárias à aplicação considerando as optimizações do elemento móvel do eixo Oy e respectivo accionamento.

Tabela 6.9 – Propriedades mecânicas do motor de accionamento do eixo Oy actual e da solução optimizada.

	Binário Nominal [Nm]	Binário Máximo [Nm]	Rotação Máxima [rpm]	Inércia [kg.cm²]
Optimização	0,87	2,30	3000	10,21
Motor da Solução Actual [13]	1,21	8,83	3000	2,82

Pela análise dos valores indicados na Tabela 6.9 é possível concluir que nas condições dinâmicas consideradas, o desempenho do motor da solução actual está abaixo das necessidades da aplicação. O motor deveria apresentar um valor de binário nominal mínimo $T_{Non} \approx 2,40$ Nm e o valor da inércia do rotor não deveria ser inferior a $J_{Motor} \approx 3,4$.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco.

Capítulo 7

Conclusões

Com a realização deste trabalho, integrado na área de projecto e concepção de equipamentos, efectuou-se a optimização do projecto estrutural e dinâmico do módulo de accionamento de uma máquina de ponte inteligente – a *StoneCut*.

As melhorias alcançadas no projecto foram conseguidas a partir de um conjunto de princípios e regras básicas e elementares para o projecto e concepção mecânica. Estas regras, que se integram naquilo que se designa actualmente por *Intelligent Lightweight Design* (ILD), podem tornar-se no factor decisivo entre o sucesso e o insucesso de um produto perante a competitividade e agressividade de um mercado cada vez mais global.

Definiram-se componentes para os elementos móveis dos eixos de accionamento O_z , O_x e O_y , estruturalmente muito semelhantes aos componentes originais, ou seja, sem alterações significativas de forma ou geometria, garantindo desta forma a compatibilidade das soluções encontradas com os restantes elementos do equipamento. Na Tabela 7.1 encontram-se reunidos os valores da massa das peças originais e das soluções propostas para os elementos móveis de cada eixo de accionamento.

Tabela 7.1 – Massa dos componentes originais e optimizados dos elementos móveis dos eixos de accionamento.

Componente	Eixo O_z	Eixo O_x	Eixo O_y
Original	72,45 kg	86,58 kg	140,15 kg.m ⁻¹
Solução Proposta	53,21 kg	66,36 kg	114,15 kg.m ⁻¹
Redução	26,5%	23,5%	22,0%

Na melhoria estrutural das peças dos elementos móveis dos eixos de accionamento atingiu-se, como é possível verificar pelos valores indicados na Tabela 7.1, uma significativa redução de peso. Apesar da redução da quantidade de material aplicado, conseguiu-se uma melhoria de rigidez, para as solicitações ensaiadas, nos elementos móveis dos eixos O_x e

Oy. O elemento móvel optimizado do eixo *Oz* apresenta valores de rigidez inferiores aos da peça original. No entanto, esta situação é perfeitamente aceitável, atendendo a que as diferenças de deformação obtidas para os componentes original e optimizado são demasiado pequenas para que o correcto funcionamento do equipamento seja, de alguma forma, comprometido e tornam-se insignificantes quando comparadas com as melhorias alcançadas devido à redução de peso e, consequentemente, de custo.

Actualmente, em termos genéricos, pode considerar-se que no custo de produção de um determinado componente, metade corresponde ao custo do material e a outra metade ao custo da mão-de-obra. Considerando ainda, que o elemento móvel do eixo *Oy* tem um custo de produção aproximadamente igual à soma dos custos de produção dos elementos móveis dos eixos *Ox* e *Oz*, é possível estimar a redução média de custo total de produção, R_{Med_Custo} , do conjunto dos elementos móveis dos eixos *Oz*, *Ox* e *Oy*, através da expressão

$$R_{Med_Custo} = \frac{0,75R_{Custo_Ox} + 0,75R_{Custo_Oz} + 1,5R_{Custo_Oy}}{3}. \quad (Eq. 7.1)$$

Onde R_{Custo_Ox} , R_{Custo_Oz} e R_{Custo_Oy} correspondem aos valores percentuais de redução do custo de produção dos elementos móveis dos eixos *Ox*, *Oz* e *Oy*, respectivamente, reunidos na Tabela 7.1. Desta forma, verifica-se uma redução média estimada aproximadamente de $R_{Med_Custo}=23,5\%$ no custo total de produção do conjunto dos elementos móveis dos eixos *Oz*, *Ox* e *Oy*.

Nos accionamentos, os resultados obtidos mostram que através da optimização dos elementos móveis dos eixos será possível melhorar o desempenho do equipamento. Na Tabela 7.2 estão reunidos os valores dos binários máximo e nominal e da inércia necessários para o accionamento dos eixos, nas condições e solicitações consideradas. Neste âmbito realça-se o facto se ter considerado uma aceleração linear dos eixos em vazio $a=2 \text{ ms}^{-2}$. Este valor é aproximadamente o dobro do actual, o que se reflecte, por si só, numa melhoria significativa no desempenho do equipamento.

Tabela 7.2 – Binário nominal, binário máximo e inércia obtidos para a solução optimizada e características dos motores da solução actual.

	Solução Optimizada			Motor Solução Actual		
	Binário Nominal [Nm]	Binário Máximo [Nm]	Inércia [kg.cm ²]	Binário Nominal [Nm]	Binário Máximo [Nm]	Inércia [kg.cm ²]
Eixo O_z	0,31	1,38	7,64	1,77	12,00	2,82
Eixo O_x	1,93	4,55	26,90	2,94	14,01	16,95
Eixo O_y	0,87	2,30	10,21	1,21	8,83	2,82

As considerações individuais relativas a cada accionamento encontram-se descritas no Capítulo 6 deste trabalho. No entanto, pela análise dos valores da Tabela 7.2, é possível verificar que para melhor aproveitamento das características dos motores de accionamento, ou seja, para aplicar o motor com melhor desempenho no eixo de accionamento mais exigente, basta trocar os motores de accionamento dos eixos O_z e O_x .

A redução de custos associada à optimização dos accionamentos está directamente relacionada com a procura de motores mais adequados à aplicação e consequente redução de custos a montante, ao nível da electrónica e dos componentes de comando. É possível, ainda que pouco expressivo, reduzir os custos, tal como foi demonstrado, no fuso e porca de esferas e respectivo sistema de apoio do accionamento do eixo O_z .

Esta página foi intencionalmente deixada em branco.

Bibliografia

- [1] *Intelligent Lightweight Design Symposium*, Hanôver, Setembro 2007
- [2] Branco, Carlos A. G. De Moura – *Mecânica dos Materiais*, Porto, 1994.
- [3] Teixeira-Dias, Filipe – *Mecânica das Estruturas*, Textos de apoio às aulas, Universidade de Aveiro, 1997.
- [4] Teixeira-Dias, Filipe – *Mecânica Computacional*, Textos de apoio às aulas, Universidade de Aveiro, 2000.
- [5] <http://www.misumi.co.jp> – acedido em Maio de 2008.
- [6] Beer, Ferdinand P. e Johnston Jr., E. Russell – *Mecânica Vectorial para Engenheiros – Dinâmica*, Sexta Edição, Mc Graw Hill, 1988.
- [7] Bosch Rexroth Corp. – *Precision Ball Screw Assemblies - End Bearing and Nut Housings*, catálogo técnico referência R31OA 3301 (2005)
- [8] Ina Schaeffler – *Husillos a Bolas*, catálogo técnico referência HL Maio 2002
- [9] <http://www.ipirangahusillos.com> – acedido em Maio de 2008, catálogo técnico *on-line*.
- [10] Shigley, Joseph E.; Mischke, Charles R. e Budynas, Richard G. – *Mechanical Engineering Design*, Mc Graw Hill, 2004.
- [11] Silva, Luís e Valadares, Jorge – *Manual de Física Mecânica*, Lisboa, 1994.
- [12] Flores, Paulo e Claro, J. C. Pimenta – *Cinemática de Mecanismos*, Coimbra, 2007.

- [13] Magmotor, SatCon Company – *Brushed Servo Motor Technical Catalogue*
- [14] alpha, Wittenstein AG Company – *SP⁺ The New Generation*, catálogo técnico
referência SP⁺ US 0607